

KOHLER SCHMID + PARTNER

PATENTANWÄLTE GbR

26 091 SI/te

TRUMPF Rohrtechnik

GmbH + Co. KG

Keltenstr. 26-28

D-72766 Reutlingen-Mittelstadt

Biegemaschine mit Biegewerkzeugen an einander gegenüberliegenden Seiten eines Werkzeugträgers

Die Erfindung betrifft eine Biegemaschine zum Biegen von stangen- und/oder stabartigen Werkstücken, insbesondere von Rohren, mit einer Biegeeinrichtung, die wahlweise nutzbare Biegewerkzeuge umfasst, von denen wenigstens eines an einer Seite und wenigstens eines an der gegenüberliegenden Seite eines Werkzeugträgers vorgesehen ist und die jeweils wenigstens eine Biegematrix sowie zumindest ein Druckstück aufweisen, welches zur Überführung in eine Funktions- oder in eine Außerfunktionsstel-

lung in Werkstückquerrichtung angetrieben hin und her bewegbar ist, wobei die Biegematrizen entlang einer in Werkstückquerrichtung verlaufenden Biegeachse angeordnet sind, einer Funktionsstellung wenigstens eines Druckstückes an der einen Seite des Werkzeugträgers eine Außerfunktionsstellung wenigstens eines Druckstückes an der anderen Seite des Werkzeugträgers zuordenbar ist und wobei das Werkstück an dem genutzten Biegewerkzeug unter in Werkstückquerrichtung wirksamer Beaufschlagung mittels wenigstens eines seine Funktionsstellung einnehmenden Druckstücks um die Biegematrize biegebar ist. Die Erfindung betrifft insbesondere eine derartige Biegemaschine mit Druckstücken in Form von Gleitschienen, wobei das Werkstück an dem genutzten Biegewerkzeug beim Biegen um die Biegematrize mittels wenigstens einer ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung einnehmenden Gleitschiene in Werkstückquerrichtung abstützbar ist.

Biegemaschinen der vorstehenden Art sind bekannt aus EP-B-0 538 207. Im Falle des Standes der Technik sind an einander gegenüberliegenden Seiten eines Werkzeugträgers angeordnete Mehrniveau-Biegewerkzeuge vorgesehen, die jeweils mehrere in Richtung einer Biegeachse übereinander angeordnete Biegematrizen sowie mit den Biegematrizen zusammenwirkende Spannbacken und Gleitschienen umfassen. Es handelt sich dabei um herkömmliche Drehbiegewerkzeuge, deren Spannbacken und Gleitschienen mittels hydraulischer Antriebe zwischen Funktions- und Außer-

funktionsstellungen hin und her bewegbar sind. Im Falle des Standes der Technik werden die Spannbacken und die Gleitschienen an der einen Seite des Werkzeugträgers unabhängig von den Spannbacken und Gleitschienen an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers angetrieben und bewegt. Zu diesem Zweck besitzen die Spannbacken und Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers jeweils eigene hydraulische Antriebseinrichtungen in Form von hydraulischen Kolben-Zylinder-Einheiten.

Eine gattungsfremde Biegemaschine ist offenbart in DE-A-33 02 888. Diese Maschine weist einen Biegekopf zur gemeinschaftlichen Bearbeitung zweier Rohre auf. Zu diesem Zweck ist der Biegekopf mit zwei gleichzeitig nutzbaren Drehbiegewerkzeugen versehen. Die Spannbacken der beiden Drehbiegewerkzeuge sind mittels einer einzigen Kolben-Zylinder-Einheit jeweils gemeinschaftlich in eine Funktions- oder in eine Außerfunktionsstellung überführbar. Entsprechend werden die Gleitschienen der beiden vorbekannten Drehbiegewerkzeuge durch eine einzige Kolben-Zylinder-Einheit gemeinschaftlich in Werkstückquerrichtung zwischen einer werkstücknahen Funktions- und einer werkstückfernen Außerfunktionsstellung hin und her bewegt. In Werkstücklängsrichtung werden die Gleitschienen der beiden Biegewerkzeuge beim Biegen der zu bearbeitenden Rohre von diesen mitgenommen. Ein Vorschubantrieb zur Bewegung der Gleitschienen bei der Rohrbearbeitung ist dementsprechend nicht vorgesehen. Nach dem Biegen der beiden zu bearbeitenden Rohre werden die Gleitschie-

nen beider Biegewerkzeuge durch eine gemeinsame Kolben-Zylinder-Einheit zusammen in ihre Ausgangslage zurückgezogen.

Den gattungsgemäßen Stand der Technik unter Gewährleistung einer optimalen Funktionssicherheit konstruktiv zu vereinfachen, hat sich die vorliegende Erfindung zum Ziel gesetzt.

Erfindungsgemäß gelöst wird diese Aufgabe durch die Biegemaschinen gemäß den unabhängigen Patentansprüchen 1 und 8.

Ausweislich Patentanspruch 1 sind im Falle der Erfindung Druckstücke beidseits des Werkzeugträgers zur Bewegung in Werkstückquerrichtung antriebsmäßig miteinander gekoppelt. Dementsprechend wird wenigstens ein Druckstück an der einen gemeinschaftlich mit wenigstens einem Druckstück an der anderen Seite des Werkzeugträgers in Werkstückquerrichtung bewegt. Dieses Antriebskonzept gestattet es, ein und dieselben Antriebselemente zum Bewegen von Druckstücken zu nutzen, die beidseits des Werkzeugträgers unterschiedliche Stellungen, nämlich zum einen eine Funktions- und zum andern eine Außerfunktionsstellung einnehmen. Es ergibt sich dadurch eine konstruktiv einfach gestaltete Antriebskonfiguration ungeachtet der Verschiedenheit der von den Druckstücken beidseits des Werkzeugträgers eingenommenen Positionen. Insbesondere ist mit der Mehrfachnutzung ein und derselben Antriebselemente ein kleines Bauvolumen des Gesamtantriebes verbunden. Dies wiederum gestattet es, den Antrieb für

die Druckstücke in unmittelbarer Nähe der Biegewerkzeuge unterzubringen. Daraus resultieren kurze Antriebsstränge mit geringen Massen. Entsprechend stellen sich die Vorteile der in Patentanspruch 8 beschriebenen antriebsmäßigen Kopplung der Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung dar. Gemäß Patentanspruch 8 sind an erfindungsgemäßen Biegemaschinen Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers zwar in Werkstückquerrichtung und dabei in unterschiedliche Stellungen bewegbar; gleichwohl erfolgt die Bewegung der Gleitschienen in Werkstücklängsrichtung antriebsmäßig gekoppelt.

Zur Gewährleistung einer optimalen Funktionssicherheit ungeachtet der vorteilhaften Antriebskonfiguration dient gemäß Patentanspruch 1 die Gegenläufigkeit der Bewegung der antriebsmäßig gekoppelten Druckstücke in Werkstückquerrichtung. Aufgrund dieses Merkmals lassen sich die betreffenden Druckstücke beidseits des Werkzeugträgers quer zu dem Werkstück in Sollpositionen bewegen, ohne dass zu diesem Zweck eine besondere gegenseitige Justage der Druckstücke erforderliche wäre. Wird etwa ein Druckstück an einem genutzten Biegewerkzeug in seine Funktionsstellung bewegt, in welcher es das zu biegende Werkstück beaufschlagt, so wird damit zwangsweise das oder die zugeordneten Druckstücke an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers in Gegenrichtung und damit in einen Bereich bewegt, welcher von demjenigen Bereich, welcher an dem betreffenden Biegewerkzeug

dem Werkstück zugeordnet ist, abliegt und in welchem folglich keine Kollisionen mit irgendwie gearteten Hindernissen zu befürchten sind. Eine besondere Bedeutung erlangt die erfindungsgemäße Gegenläufigkeit im Falle von Spannbacken zur klemmenden Fixierung zu biegender Werkstücke an der Biegematrize. Würden derartige, beidseits des Werkzeugträgers angeordnete Spannbacken abweichend von der Erfindung gleichsinnig in Werkstückquerrichtung bewegt, so bestünde die Gefahr, dass noch bevor die Spannbacke des genutzten Biegewerkzeuges ihre Funktionsstellung erreicht, die ungenutzte Spannbacke an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers auf die zugehörige Biegematrize aufläuft. Aufgrund der antriebs- bzw. bewegungsmäßigen Kopplung der Spannbacken würde dann die zum Biegen einzusetzende Spannbacke am Erreichen ihrer Funktionsstellung gehindert. Dies wäre insbesondere in Fällen zu befürchten, in denen an den einander gegenüberliegenden Seiten des Werkzeugträgers Biegematrizen mit unterschiedlichen Biegeradien vorgesehen sind. Fehlfunktionen der vorstehenden Art und daraus resultierende Betriebsstörungen ließen sich nur durch aufwändige Maßnahmen zur gegenseitigen Justage der beidseits des Werkzeugträgers angeordneten Spannbacken in Werkstückquerrichtung vermeiden.

Ausweislich Patentanspruch 8 wird die erforderliche Funktionssicherheit bei gleichzeitig einfacher Antriebskonfiguration erfindungsgemäßer Biegemaschinen dadurch erreicht, dass wenigstens eine ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung ein-

nehmende Gleitschiene des genutzten Biegewerkzeuges beim Biegen des Werkstücks mit diesem in Werkstücklängsrichtung angetrieben bewegt wird. Auf diese Art und Weise kann beispielsweise eine für das Bearbeitungsergebnis ungünstige Relativbewegung von Gleitschiene und Werkstück reduziert bzw. vollständig vermieden werden. Gleichzeitig befindet sich wenigstens eine Gleitschiene an der dem genutzten Biegewerkzeug gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers in der Außerfunktionsstellung und somit in Werkstückquerrichtung gesehen in einer Position, in welcher insbesondere Kollisionen mit der zugehörigen Biegematrize ausgeschlossen sind.

Besondere Ausführungsarten der Erfindung nach den Patentansprüchen 1 und 8 ergeben sich aus den abhängigen Patentansprüchen 2 bis 7 und 9 bis 20.

Die Patentansprüche 2 und 3 betreffen die Anwendung des erfindungsgemäßen Konzeptes gemäß Patentanspruch 1 auf Biegemaschinen mit Druckstücken in Form von Spannbacken und/oder in Form von Gleitschienen. Auf die besondere Zweckmäßigkeit der Umsetzung der Erfindung durch antriebsmäßig gekoppelte und dabei gegenläufig bewegte Spannbacken wurde vorstehend bereits eingegangen.

Die Erfindungsbauart nach Patentanspruch 4 verbindet die Vorteile einer antriebsmäßigen Kopplung von Spannbacken beidseits des Werkzeugträgers sowie einer gegenläufigen Beweglichkeit dieser Spannbacken in Werkstückquerrichtung mit den Vorteilen von in Werkstücklängsrichtung angetrieben bewegbaren Gleitschienen.

Ausweislich Patentanspruch 5 sind an Biegemaschinen gemäß Patentanspruch 1 Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung antriebsmäßig gekoppelt. Die Vorzüge einer derartigen antriebsmäßigen Kopplung wurden vorstehend zu Patentanspruch 8 dargelegt.

Im Falle einer weiteren bevorzugten Variante der Erfindung gemäß Patentanspruch 1 sind die zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung miteinander antriebsmäßig gekoppelten Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers gleichgerichtet in Werkstücklängsrichtung bewegbar (Patentanspruch 6). Auf diese Art und Weise ist sichergestellt, dass die einander zugeordneten Gleitschienen des genutzten und des ungenutzten Biegewerkzeuges in Werkstücklängsrichtung gesehen stets einander entsprechende Stellungen einnehmen. Die betreffenden Gleitschienen befinden sich sämtlich entweder in der vorgeschobenen oder in der zurückgezogenen Stellung. Nimmt die Gleitschiene an dem genutzten Biegewerkzeug in Werkstücklängsrichtung ihre zurückgezogene Ausgangsposition ein, so kann sich die zugeordnete Gleitschiene

an dem ungenutzten Biegewerkzeug nicht in einer vorgeschobenen Stellung befinden, in welcher sie die zur Werkstückbearbeitung auszuführende Schwenkbewegung des Biegearms um die Biegeachse blockieren würde.

Besondere Vorteile bringt die Realisierung der erfindungsgemäßen Grundidee nach Patentanspruch 1 auch im Falle der in Patentanspruch 7 beschriebenen Maschinenbauart mit sich. Derartige Biegemaschinen weisen beidseits des Werkzeugträgers Biegewerkzeuge bzw. Biegematrizen mit unterschiedlichen Biegeradien auf. Jeder dieser Biegematrizen sind als weitere Biegewerkzeugteile wenigstens eine Spannbacke sowie wenigstens eine Gleitschiene zugeordnet. Die in Funktionsstellung an dem zu verformenden Werkstück befindliche Gleitschiene des genutzten Biegewerkzeuges wird beim Biegen mit dem zu verformenden Werkstück in Werkstücklängsrichtung bewegt. Antriebsmäßig gekoppelt ist diese Gleitschiene mit wenigstens einer Gleitschiene eines ungenutzten Biegewerkzeuges auf der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers. Infolge dieser antriebsmäßigen Kopplung bewegt sich die ungenutzte Gleitschiene zeitgleich mit der in Funktionsstellung befindlichen Gleitschiene in Werkstücklängsrichtung. Sowohl die Gleitschiene des genutzten Biegewerkzeuges als auch die Gleitschiene des ungenutzten Biegewerkzeuges eilen dabei der oder den zugehörigen Spannbacken nach. Die Spannbacken des genutzten Biegewerkzeuges und die Spannbacken des ungenutzten Biegewerkzeuges sind an ein und demselben Schwenkarm ange-

ordnet und führen daher beim Biegen des Werkstücks gemeinschaftlich eine Schwenkbewegung um die Biegeachse aus. Aufgrund der unterschiedlichen Biegeradien an den beidseits des Werkzeugträgers angeordneten Biegewerkzeugen ergeben sich unterschiedliche Radien der von den in Funktionsstellung befindlichen Spannbacken bei der Werkstückbearbeitung beschriebenen Kreisbogen um die Biegeachse. Die Geschwindigkeit, mit welcher sich die in der Funktionsstellung befindliche Gleitschiene in Werkstücklängsrichtung bewegt, ist abgestimmt auf die Geschwindigkeit der zugehörigen, das zu bearbeitende Werkstück beaufschlagenden Spannbacke. Die Gleitschiene folgt der voreilenden Spannbacke insbesondere in der Anfangsphase des Biegevorgangs mit möglichst geringem Abstand in Werkstücklängsrichtung.

Wird nun ein Werkstück an dem Biegewerkzeug mit größerem Biegeradius gebogen, so schwenkt die betreffende Spannbacke um die Biegeachse auf einer Bewegungsbahn mit verhältnismäßig großem Radius. Über den Schwenkwinkel gesehen bewegt sich die Spannbacke dementsprechend über eine relativ große Bogenlänge. Entsprechend bewegt sich die zugehörige Gleitschiene mit verhältnismäßig hoher Geschwindigkeit in Werkstücklängsrichtung. Nur bei entsprechend hoher Geschwindigkeit kann die Gleitschiene der Spannbacke in der Anfangsphase des Biegevorgangs mit dauerhaft geringem Abstand folgen.

Im Falle der einfachsten Art der antriebsmäßigen Kopplung der Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers stimmt die Geschwindigkeit der Gleitschiene des ungenutzten, einen relativ kleinen Biegeradius ausbildenden Biegewerkzeuges betragsmäßig mit der Geschwindigkeit der Gleitschiene des genutzten, einen größeren Biegeradius ausbildenden Biegewerkzeuges überein. Das heißt, auch die Gleitschiene des Biegewerkzeuges mit kleinerem Biegeradius bewegt sich mit verhältnismäßig hoher Geschwindigkeit in Werkstücklängsrichtung. Ist die Spannbacke des ungenutzten Biegewerkzeuges mit kleinerem Biegeradius nahe der zugehörigen Biegematrize angeordnet, so bewegt sie sich bei dem an dem genutzten Biegewerkzeug von Statten gehenden Biegevor- gang um die Biegeachse auf einem Kreisbogen mit relativ kleinem Radius und somit über eine nur verhältnismäßig kurze Bogenlänge. Gleichzeitig folgt ihr die zugehörige Gleitschiene aber mit verhältnismäßig hoher, auf die Verhältnisse an dem genutzten Biegewerkzeug mit größerem Biegeradius abgestimmter Geschwindigkeit. An dem ungenutzten Biegewerkzeug mit kleinerem Biegeradius kann es folglich zu einer Kollision von Gleitschiene und Spannbacke kommen.

Vermieden wird eine derartige Kollision durch die erfindungsge- mäßige Gegenläufigkeit der Gleitschienen und/oder der Spannbacken der beidseits des Werkzeugträgers angeordneten Biegewerkzeuge. Aufgrund dieser Gegenläufigkeit ist sichergestellt, dass mit Überführen der Gleitschiene des genutzten Biegewerkzeuges und/

oder mit Überführen der Spannbacke des genutzten Biegewerkzeuges in die Funktionsstellung die Gleitschiene und/oder die Spannbacke an dem ungenutzten Biegewerkzeug mit kleinem Biegeradius in Werkstückquerrichtung so weit bewegt werden, dass beim Biegevorgang, d.h. beim Schwenken des Schwenkarms mit den Spannbacken der beiderseitigen Biegewerkzeuge, eine Kollision von Gleitschiene und Spannbacke an dem ungenutzten Biegewerkzeug mit kleinem Biegeradius vermieden wird. Zu diesem Zweck kann lediglich die Gleitschiene an dem ungenutzten Biegewerkzeug in Werkstückquerrichtung und dabei in eine Position bewegt werden, in welcher sie die zugeordnete Spannbacke während des Biegevorgangs "überholen" kann. Ebenso ist es denkbar, lediglich die Spannbacke des ungenutzten Biegewerkzeuges mit kleinem Biegeradius so weit von der Biegeachse wegzubewegen, dass sie sich bei dem anschließenden Biegevorgang auf einer Bahn mit großem Radius und folglich mit einer Geschwindigkeit bewegt, aufgrund derer sie von der nachfolgenden Gleitschiene nicht "eingeholt" werden kann. Erfindungsgemäß bevorzugt wird eine bezüglich der Bewegungen an dem genutzten Biegewerkzeug gegenläufige Bewegung sowohl der Gleitschiene oder Gleitschienen als auch der Spannbacke oder Spannbacken des ungenutzten Biegewerkzeuges.

Die Patentansprüche 9 bis 11 betreffen Varianten der erfindungsgemäßen Biegemaschine nach Patentanspruch 8, deren Vorzüge sich entsprechend aus den vorstehenden Ausführungen ergeben.

Die Erfindungsbauart nach Patentanspruch 12 zeichnet sich durch eine besonders weitgehende Vereinfachung der an den Biegewerkzeugen der Maschine vorzusehenden Antriebe aus. Antriebsmäßig gekoppelt sind Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers sowohl zur Bewegung in Werkstücklängs- als auch zur Bewegung in Werkstückquerrichtung. Eine antriebsmäßige Kopplung ist außerdem vorgesehen zur Bewegung von Spannbacken beidseits des Werkzeugträgers in Werkstückquerrichtung.

In bevorzugter Ausgestaltung der Erfindung ist zur antriebsmäßigen Kopplung von Druckstücken, gegebenenfalls von Spannbacken und/oder von Gleitschienen, zur Bewegung in Werkstückquerrichtung wenigstens ein gemeinschaftlicher Querantriebsmotor vorgesehen (Patentanspruch 13). Entsprechend weist eine weitere bevorzugte Bauart der erfindungsgemäßen Biegemaschinen zur antriebsmäßigen Kopplung von in Werkstücklängsrichtung zu bewegendenden Gleitschienen wenigstens einen gemeinschaftlichen Längsantriebsmotor auf. Sowohl im Falle der Erfindungsbauart nach Patentanspruch 13 als auch im Falle der Erfindungsbauart nach Patentanspruch 14 wird insbesondere auf klein bauende und dessen ungeachtet leistungsfähige Elektromotoren zurückgegriffen.

Im Falle der Erfindungsbauart nach Patentanspruch 15 werden die antriebsmäßige Kopplung sowie die Gegenläufigkeit von Druckstücken beidseits des Werkzeugträgers bei der Bewegung in Werkstückquerrichtung genutzt für eine konstruktiv einfache Dämpfung der Antriebsstränge der Druckstücke. Anspruchsgemäß lassen sich mittels lediglich zweier Dämpfungseinrichtungen zwei Antriebsstränge in jeweils zwei Bewegungsrichtungen von Antriebs-elementen bzw. von Druckstücken dämpfen.

Gemäß Patentanspruch 16 werden als gegenläufige Antriebselemente zur Dämpfung der Antriebsstränge von Druckstücken erfindungsgemäßer Biegemaschinen Spindeln und/oder Spindelmuttern von die Druckstücke in Werkstückquerrichtung antreibenden Spindeltrieben verwendet. Derartige Spindeltriebe bieten sich aufgrund ihrer Robustheit und Funktionssicherheit ebenso wie aufgrund ihrer Positioniergenauigkeit zum Antrieb erfindungsgemäßer Druckstücke an.

Eine erfindungsgemäß bevorzugte Konfiguration des Antriebes zur gekoppelten Bewegung von Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers in Werkstücklängsrichtung ist in Patentanspruch 17 beschrieben. Der nach Art eines Dreigelenkes aufgebaute Antrieb zeichnet sich durch eine hohe Funktionssicherheit bei einem gleichzeitig verhältnismäßig einfachen konstruktiven Aufbau aus. Der gemeinschaftliche Längsantriebsmotor für die einander

zugeordneten Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers ist "schwimmend" gelagert.

Eine besonders zweckmäßige Form der schwimmenden Lagerung des gemeinschaftlichen Längsantriebsmotors ergibt sich aus Patentanspruch 20. Die Patentansprüche 18 und 19 betreffen weitere bevorzugte Merkmale des erfindungsgemäßen Längsantriebes für Gleitschienen beidseits des Werkzeugträgers.

Nachfolgend wird die Erfindung anhand schematischer Darstellungen zu einem Ausführungsbeispiel näher erläutert. Es zeigen:

Figur 1 eine perspektivische Gesamtansicht einer Biegemaschine zum Biegen von Rohren,

Figur 2 eine Schnittdarstellung mit dem durch die Linie II-II in Figur 1 angedeuteten Schnittverlauf,

Figur 3 eine Schnittdarstellung mit dem durch die Linie III-III in Figur 1 angedeuteten Schnittverlauf,

Figur 4 die Biegeeinrichtung der Biegemaschine gemäß Figur 1 in der Ansicht in Richtung des Pfeils IV in Figur 1,

Fig. 5a, schematisierte Darstellungen zum Biegen von Rohren
5b mit der Biegeeinrichtung der Biegemaschine gemäß
Figur 1,

Fig. 6a, schematisierte Darstellungen entsprechend den Figu-
6b ren 5a, 5b bei gegenüber diesen Figuren veränderter
Bewegungssteuerung der Biegewerkzeuge der Biegeein-
richtung,

Figur 7 eine gegenüber den vorstehenden Figuren modifizier-
te Biegeeinrichtung für die Biegemaschine gemäß
Figur 1 zu Beginn eines Biegevorgangs und in der
perspektivischen Ansicht in Richtung auf das
Maschinengestell,

Figur 8 die Biegeeinrichtung gemäß Figur 7 in der perspek-
tivischen rückwärtigen Ansicht von dem Maschinen-
gestell her,

Fig. 9, die Biegeeinrichtung gemäß den Figuren 7, 8 nach
10 Beendigung eines Biegevorgangs,

Figur 11 die Biegeeinrichtung gemäß den Figuren 7 und 8
in der senkrechten rückwärtigen Draufsicht und

Figur 12 die Biegeeinrichtung gemäß den Figuren 7 bis 11 in einem gegenüber Figur 11 geänderten Betriebszustand.

Gemäß Figur 1 besitzt eine Biegemaschine 1 zum Biegen von Rohren ein Maschinengestell 2, an dessen Oberseite ein Rohrvorschubwagen 3 in Rohrlängsrichtung bewegbar ist und das an einer vorderen Stirnseite 4 eine Biegeeinrichtung 5 lagert.

An dem Rohrvorschubwagen 3 angebracht ist eine Spannzange 6 zur Fixierung des von der Biegeeinrichtung 5 abliegenden Endes von zu bearbeitenden Rohren. In bekannter Weise sind die Rohre mittels des Rohrvorschubwagens 3 bzw. der Spannzange 6 gegenüber der Biegeeinrichtung 5 sowohl in Rohrlängsrichtung translatorisch bewegbar als auch um die Rohrachse drehbar. Von der Darstellung eines zu biegenden Rohres ist in Figur 1 aus Gründen der Übersichtlichkeit abgesehen worden.

Die Biegeeinrichtung 5 ist um eine Drehachse 7 drehbar an einem Tragarm 8 gelagert. Der Tragarm 8 ist seinerseits um eine Schwenkachse 9 gegenüber dem Maschinengestell 2 schwenkbar. Biegewerkzeuge 10, 11 sind an einander gegenüberliegenden Seiten eines Werkzeugträgers 12 der Biegeeinrichtung 5 angeordnet. Je nach Drehstellung der Biegeeinrichtung 5 bezüglich der Drehachse 7 kann entweder das Biegewerkzeug 10 oder das Biegewerkzeug 11 zur Werkstückbearbeitung genutzt werden. Mit der Biege-

maschine 1 lassen sich dementsprechend wahlweise Rechts- oder Linksbiegungen erzeugen. Abweichend von den dargestellten Verhältnissen ist die Verwendung von Mehrniveaubiegewerkzeugen möglich.

Das Biegewerkzeug 10 umfasst wie üblich eine Biegematrize 13, eine Spannbacke 14 sowie eine Gleitschiene 15. Entsprechend sind als Teile des Biegewerkzeuges 11 eine Biegematrize 16, eine Spannbacke 17 sowie eine Gleitschiene 18 vorgesehen. Dabei übersteigt der Durchmesser der Biegematrize 13 und somit deren Biegeradius den Durchmesser und den Biegeradius der Biegematrize 16. Beide Biegematrizen 13, 16 sind um eine gemeinsame Biegeachse 19 drehbar.

Um die Biegeachse 19 schwenkbar ist ein Schwenkarm 20 des Werkzeugträgers 12, der an der einen Seite die Spannbacke 14 des Biegewerkzeuges 10 und an der gegenüberliegenden Seite die Spannbacke 17 des Biegewerkzeuges 11 in radialer Richtung der Biegeachse 19 führt.

An einem bezüglich der Biegeachse 19 stationären Teil 21 des Werkzeugträgers 12 sind Supporte 22, 23 der Gleitschienen 15, 18 translatorisch in Werkstückquerrichtung bewegbar. Im Einzelnen sind die Supporte 22, 23 in Figur 2 dargestellt. Die Richtungen der Beweglichkeit der Supporte 22, 23 und somit der Gleitschienen 15, 18 in Querrichtung des zu biegenden Rohres

sind in Figur 2 durch den Doppelpfeil 24 veranschaulicht. In Rohrlängsrichtung (Doppelpfeil 25 in Figur 1) sind die Gleitschienen 15, 18 bei in dieser Richtung stationären Supporten 22, 23 verschiebbar.

Ausweislich Figur 2 dient zum Antrieb der Supporte 22, 23 mit den Gleitschienen 15, 18 in Richtung des Doppelpfeils 24, also in Werkstückquerrichtung, ein gemeinschaftlicher Querantriebsmotor 26, bei dem es sich in dem gezeigten Beispielsfall um einen Elektromotor handelt. Aufgrund seines kleinen Bauvolumens lässt sich der Querantriebsmotor 26 ohne weiteres in dem Teil 21 des Werkzeugträgers 12 unterbringen. Auf einer Abtriebswelle 27 des Querantriebsmotors 26 sitzt ein Ritzel 28 auf, das mit achsparallelen Ritzeln 29, 30 kämmt. Mit dem Ritzel 29 ist eine Spindel 31, mit dem Ritzel 30 ist eine Spindel 32 drehfest verbunden. Die Spindel 31 bildet mit einer Spindelmutter 33 einen Spindeltrieb 34, die Spindel 32 mit einer Spindelmutter 35 einen Spindeltrieb 36.

Die Spindelmutter 33 ist mit dem Support 22 und der Gleitschiene 15, die Spindelmutter 35 mit dem Support 23 und der Gleitschiene 18 bewegungsverbunden. Hergestellt werden diese Verbindungen über supportseitige Mitnehmer 37, 38. In einer ihrer Bewegungsrichtungen, d.h. in einer der Richtungen des Doppelpfeils 24, sind die Spindelmuttern 33, 35 über Dämpfungselemente 39, 40 von Dämpfungseinrichtungen 41, 42 an den supportsei-

tigen Mitnehmern 37, 38 abgestützt. Diese Abstützung erfolgt über Schieber 43, 44 der Dämpfungseinrichtungen 41, 42. Dabei werden die Spindelmuttern 33, 35 mit einem Spalt 45 bzw. mit einem Spalt 46 von den supportseitigen Mitnehmern 37, 38 beabstandet gehalten. Die Schieber 43, 44 sind gegen eine von den Dämpfungselementen 39, 40 ausgeübte elastische Rückstellkraft in Achsrichtung der Spindeln 31, 32 und dabei in Richtung auf die supportseitigen Mitnehmer 37, 38 verschiebbar.

Aufgrund der realisierten Antriebskonfiguration werden die Supporte 22, 23 und mit diesen die daran angebrachten Gleitschienen 15, 18 bei Betätigen des gemeinschaftlichen Querantriebsmotors 26 zeitgleich und dabei gegenläufig in Werkstückquerrichtung bewegt. Nimmt etwa die Gleitschiene 15 ihre in Figur 2 gezeigte Funktionsstellung ein, in welcher sie das zu bearbeitende Rohr während des Biegevorgangs in gewohnter Weise in radialer Richtung stützt, so ist die Gleitschiene 18 an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers 12 in eine von dem zu bearbeitenden Rohr beabstandete Position verfahren. Entsprechende Verhältnisse ergeben sich, wenn anstelle des Biegewerkzeuges 10 das Biegewerkzeug 11 zur Werkstückbearbeitung genutzt wird und zu diesem Zweck die Gleitschiene 18 in Werkstückquerrichtung in ihre werkstücknahe Funktionsstellung überführt ist.

Die Dämpfungseinrichtungen 41, 42 dienen zum Schutz der Antriebsstränge der Supporte 22, 23 bei Überlast.

Läuft etwa der Support 22 und mit dieser die Gleitschiene 15 in Werkstückquerrichtung in die werkstücknahe Endstellung ein, so kommt der supportseitige Mitnehmer 37 mit seiner in Figur 2 rechten Seite zur Anlage an der ihm in seiner Bewegungsrichtung gegenüberliegenden Fläche des an dem Werkzeugträger 12 ausgebildeten Antriebsgehäuses. Wird der Querantriebsmotor 26 dessen ungeachtet weiterbetrieben und folglich die Spindelmutter 33 fortgesetzt in Längsrichtung der Spindel 31 bewegt, so schließt sich der Spalt 45 vor der Spindelmutter 33 bis hin zum Auflaufen der Spindelmutter 33 auf die ihr zugewandte Seite des supportseitigen Mitnehmers 37. Der supportseitige Mitnehmer 37 wirkt dabei als Endanschlag für die Spindelmutter 33. Das Auflaufen der Spindelmutter 33 auf diesen Endanschlag wird durch die Dämpfungseinrichtung 41 gedämpft. Das Schließen des Spaltes 45 durch die Spindelmutter 33 erfolgt nämlich gegen die Wirkung des Dämpfungselementes 39, welches von der Spindelmutter 33 durch Verlagern des Schiebers 43 zu komprimieren ist.

Gleichzeitig übernimmt die Dämpfungseinrichtung 41 auch die Funktion einer Überlastsicherung bei Bewegung des Supportes 23 bzw. der Gleitschiene 18 in die werkstückferne Endstellung. Aufgrund der antriebsmäßigen Kopplung der Spindelmuttern 33, 35 wird mit überlastbedingtem Auflaufen der mit dem Support 23 und der Gleitschiene 18 bewegungsverbundenen Spindelmutter 35 auf den an ihrer in Figur 2 linken Seite angeordneten und von einer Lagerung der Spindel 32 gebildeten Endanschlag der Spalt 45

zwischen der Spindelmutter 33 und dem supportseitigen Mitnehmer 37 geschlossen. Aufgrund der dämpfungsübertragenden Verbindung der Spindelmutter 33, 35 ist folglich auch das Auflaufen der Spindelmutter 35 auf ihren in Figur 2 linken Endanschlag gedämpft, ohne dass zu diesem Zweck eine separate Dämpfungseinrichtung zwischen der Spindelmutter 35 und ihrem linken Endanschlag vorzusehen wäre. Entsprechend dient die Dämpfungseinrichtung 42 zum Überlastschutz sowohl bei der Bewegung des Supportes 23 bzw. der Gleitschiene 18 in die in Figur 2 rechte Endstellung als auch bei Bewegung des Supportes 22 bzw. der Gleitschiene 15 in die in Figur 2 linke Endstellung.

Zusätzlich werden die Dämpfungseinrichtungen 41, 42 auch dann wirksam, wenn die Gleitschienen 15, 18 bei ihrer Bewegung aus einer werkstückfernen Außerfunktions- in die werkstücknahe Funktionsstellung unerwünschterweise in Werkstückquerrichtung auf ein Hindernis auflaufen. Wird die Gleitschiene 15 blockiert, so spricht die Dämpfungseinrichtung 41 an. Bei Blockieren der Gleitschiene 18 tritt die Dämpfungseinrichtung 42 in Funktion.

In Figur 2 ebenfalls dargestellt sind Spindeln 47, 48, mittels derer die Gleitschienen 15, 18 bei in Werkstücklängsrichtung ortsunveränderlichen Supporten 22, 23 gleichsinnig in Werkstücklängsrichtung bewegt werden können. Diese Längsbewegung dient an der ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung

einnehmenden Gleitschiene 15, 18 beispielsweise dazu, eine Relativbewegung zwischen der Gleitschiene 15, 18 und dem zu biegenden Werkstück bei der Werkstückbearbeitung zu vermeiden. Die antriebsmäßige Kopplung der ungenutzten mit der in Funktionsstellung befindlichen Gleitschiene 15, 18 gestattet es, die beiden Gleitschienen 15, 18 mit einem einfach konfigurierbaren Antrieb, insbesondere mit einem einzigen, gemeinschaftlichen Längsantriebsmotor, in Werkstücklängsrichtung zu bewegen. Die antriebsmäßige Kopplung der Gleitschienen 15, 18 bei ihrer Bewegung in Werkstücklängsrichtung setzt nicht notwendigerweise voraus, dass - wie in Figur 2 dargestellt - die Supporte 22, 23 und Gleitschienen 15, 18 auch in Werkstückquerrichtung antriebsmäßig gekoppelt bzw. gegenläufig bewegbar sind.

In Figur 3 ist ein Schnitt durch den Schwenkarm 20 mit den daran in radialer Richtung der Biegeachse 19 geführten Spannbacken 14, 17 gezeigt. Dabei nimmt die Spannbacke 14 ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung ein, in welcher sie das zu biegende Rohr (nicht dargestellt) gegen die zugehörige Biegematrize 13 beaufschlagt. Die Spannbacke 17 ist in eine Position verfahren, in welcher sie von der zugehörigen Biegematrize 16 verhältnismäßig weit abliegt. Die Spannbacken 14, 17 sind ebenso wie die Gleitschienen 15, 18 zur Bewegung in Werkstückquerrichtung antriebsmäßig gekoppelt und gegenläufig bewegbar. Der zu diesem Zweck vorgesehene Antrieb ist entsprechend dem Querantrieb der Supporte 22, 23 bzw. Gleitschienen 15, 18 konfigu-

riert. Im Einzelnen vorgesehen ist ein gemeinschaftlicher elektrischer Querantriebsmotor 49, der über einen Spindeltrieb 50 mit Spindel 51 und Spindelmutter 52 die Spannbacke 14 und über einen Spindeltrieb 53 mit Spindel 54 und Spindelmutter 55 die Spannbacke 17 in Werkstückquerrichtung antreibt. Zwischen der Spindelmutter 52 und einem Spannbackenmitnehmer 56 ist eine Dämpfungseinrichtung 57 mit Dämpfungselement 58 und Schieber 59 vorgesehen. Entsprechend ist eine Dämpfungseinrichtung 60 mit Dämpfungselement 61 und Schieber 62 zwischen der Spindelmutter 55 und einem mit der Spannbacke 17 bewegungsverbundenen Spannbackenmitnehmer 63 wirksam. Jede der Dämpfungseinrichtungen 57, 60 bildet entsprechend den Dämpfungseinrichtungen 41, 42 eine Überlastsicherung bei der Bewegung der Spannbacken 14, 17 senkrecht zu der Biegeachse 19.

In Figur 4 sind die Verhältnisse an der vorderen Stirnseite 4 des Maschinengestells 2 der Biegemaschine 1 in der Draufsicht dargestellt. Im Einzelnen zu erkennen sind insbesondere die Spannzange 6 zur Fixierung des biegewerkzeugfernen Endes zu bearbeitender Rohre sowie das Biegewerkzeug 10 mit den vorstehend im Einzelnen beschriebenen Werkzeugteilen.

Durch eine vergleichende Betrachtung der Figuren 5a, 5b einerseits und der Figuren 6a, 6b andererseits werden die Vorteile der an der Biegemaschine 1 vorgesehenen Kinematik der Spannbacken 14, 17 sowie der Gleitschienen 15, 18 besonders deutlich.

In den Figuren 5a, 5b sind schematisiert die an der Biegemaschine 1 tatsächlich realisierten Verhältnisse in der Draufsicht auf die Biegeeinrichtung 5 gezeigt. Das Biegewerkzeug 10 mit der Biegematrize 13, der Spannbacke 14 sowie der Gleitschiene 15 wird für die Bearbeitung genutzt und ist mit ausgezogenen Linien, das Biegewerkzeug 11 mit der Biegematrize 16, der Spannbacke 17 sowie der Gleitschiene 18 bleibt ungenutzt und ist gestrichelt wiedergegeben.

Gemäß Figur 5a nehmen die Spannbacke 14 an der Biegematrize 13 sowie die Gleitschiene 15 ihre Funktionsstellungen ein. In diese Positionen sind die Spannbacke 14 sowie die Gleitschiene 15 ausgehend von einer in Figur 5a nach rechts versetzten Außerfunktionsstellung in Werkstückquerrichtung bewegt worden. Mit der Bewegung der Spannbacke 14 sowie der Gleitschiene 15 in die Funktionsstellung verbunden war eine gegenläufige Bewegung der Spannbacke 17 sowie der Gleitschiene 18 des Biegewerkzeuges 11 in die dargestellte werkstückferne Außerfunktionsstellung.

In der gezeigten Funktionsstellung beaufschlagt die Spannbacke 14 das zu verformende Rohr gegen die Biegematrize 13. Das Rohr ist folglich zwischen der Biegematrize 13 und der Spannbacke 14 klemmend fixiert. Die Gleitschiene 15 liegt an dem Werkstück an und stützt es gegen eine in Figur 5a nach rechts gerichtete Bewegung ab.

Zur Herstellung der gewünschten Biegung wird in gewohnter Weise der Schwenkarm 20 mit den Spannbacken 14, 17 um die Biegeachse 19 geschwenkt. Damit einher geht eine Drehbewegung der Biegematrizen 13, 16 um die Biegeachse 19. An dem zur Werkstückbearbeitung genutzten Biegewerkzeug 10 wird dabei das zwischen der Biegematrize 13 und der Spannbacke 14 eingespannte Rohr um die Biegematrize 13 gebogen. Der um die Biegeachse 19 bewegten Spannbacke 14 folgt die Gleitschiene 15 gemeinsam mit dem unverformten Teil des Werkstückes auf einer geradlinigen Bewegungsbahn in Werkstücklängsrichtung, d.h. in der nach unten weisenden Richtung des Doppelpfeils 25.

An dem ungenutzten Biegewerkzeug 11 dreht sich die Biegematrize 16 gemeinschaftlich mit der Biegematrize 13 des Biegewerkzeuges 10 um die Biegeachse 19. Die Spannbacke 17 des Biegewerkzeuges 11 führt mit der Spannbacke 14 des Biegewerkzeuges 10 eine Schwenkbewegung um die Biegeachse 19 aus. Die Gleitschiene 18 des Biegewerkzeuges 11 bewegt sich aufgrund der bestehenden antriebsmäßigen Kopplung gleichsinnig mit der Gleitschiene 15 in Werkstücklängsrichtung. Die Geschwindigkeit der Gleitschiene 18 in Werkstücklängsrichtung entspricht dabei der Geschwindigkeit der Gleitschiene 15. Im Interesse eines optimalen Bearbeitungsergebnisses hat die Gleitschiene 15 der Spannbacke 14 des im Einsatz befindlichen Biegewerkzeuges 10 mit geringem Abstand zu folgen.

Die Verhältnisse bei Biegung des Werkstückes um einen Winkel α sind in Figur 5b gezeigt. Die Gleitschiene 15 des Biegewerkzeuges 10 ist der zugehörigen Spannbacke 14 nach wie vor eng benachbart. Der Abstand zwischen der Spannbacke 17 und der Gleitschiene 18 des Biegewerkzeuges 11 hat sich hingegen vergrößert. Grund hierfür ist der Umstand, dass die Spannbacke 17 mit einem größeren Radius um die Biegeachse 19 bewegt wird als die Spannbacke 14 und folglich eine größere Bogenlänge zurücklegt als die Spannbacke 14, während gleichzeitig die Gleitschienen 15, 18 mit übereinstimmender Geschwindigkeit bewegt werden. Ungeachtet der antriebsmäßigen Kopplung der Gleitschienen 15, 18 bei ihrer Bewegung in Werkstücklängsrichtung und ungeachtet der Reduzierung des Biegeradius an der Biegematrize 16 gegenüber dem Biegeradius an der Biegematrize 13 werden so Kollisionen zwischen der Spannbacke 17 und der Gleitschiene 18 des momentan nicht genutzten Biegewerkzeuges 11 vermieden.

Anders würden sich die Verhältnisse im Falle der an der Biegemaschine 1 nicht realisierten und in den Figuren 6a, 6b veranschaulichten Kinematik der Biegewerkzeugteile darstellen.

Die Positionen der Spannbacke 14 sowie der Gleitschiene 15 in Figur 6a entsprechen denjenigen Positionen, welche diese Biegewerkzeugteile in Figur 5a einnehmen. Die Spannbacke 17 sowie die Gleitschiene 18 sind gemäß Figur 6a in Werkstückquerrichtung jedoch nicht gegenläufig zu der Spannbacke 14 und der

Gleitschiene 15 in eine Außerfunktionsstellung verfahren, in welcher die Spannbacke 17 bezüglich der Biegeachse 19 radial außerhalb der Spannbacke 14 liegen würde. Vielmehr befinden sich die Spannbacke 17 und die Gleitschiene 18 des nicht im Einsatz befindlichen Biegewerkzeuges 11 in Werkstückquerrichtung ebenfalls in ihren Funktionsstellungen.

Wird nun mittels des Biegewerkzeuges 10 das betreffende Rohr gebogen, so bewegt sich die Spannbacke 17 an der gegenüber der Biegematrize 13 durchmesserreduzierten Biegematrize 16 auf einer Kreisbahn um die Biegeachse 19, deren Radius wesentlich kleiner ist als der Radius der Bewegungsbahn der Spannbacke 14. Folglich legt die Spannbacke 17 eine kleinere Bogenlänge zurück als die Spannbacke 14. Gleichzeitig bewegt sich aber die Gleitschiene 18, welche der Spannbacke 17 folgt, mit derselben Geschwindigkeit, mit welcher die Gleitschiene 15 der ihr zugeordneten Spannbacke 14 nachläuft. Dies hat zur Folge, dass die Gleitschiene 18 bestrebt ist, die Spannbacke 17 zu überholen. Die Gleitschiene 18 läuft dementsprechend auf die Spannbacke 17 auf. Diese Kollision ist in Figur 6b durch die dort dargestellte Ineinanderverschachtelung von Spannbacke 17 und Gleitschiene 18 veranschaulicht.

Die Figuren 7 bis 12 zeigen eine Biegeeinrichtung 105, die sich von der zuvor beschriebenen Biegeeinrichtung 5 durch die Bauart der verwendeten Biegewerkzeuge unterscheidet. So sind an einem

Werkzeugträger 112 der Biegeeinrichtung 105 als Biegewerkzeuge 110, 111 Mehrniveaubiegewerkzeuge vorgesehen, die jeweils zwei Einzelwerkzeuge umfassen. Von den somit vorhandenen vier Einzelwerkzeugen werden vier verschiedene Biegeradien ausgebildet.

Das Biegewerkzeug 110 umfasst entlang einer Biegeachse 119 übereinander angeordnete Biegematrizen 113, 164. Entsprechend weist das Biegewerkzeug 111 Biegematrizen 116, 165 auf. Den Biegematrizen 113, 164 sind als weitere Werkzeugteile Spannbacken 114, 166 und Gleitschienen 115, 167 zugeordnet. Das Biegewerkzeug 111 umfasst neben den Biegematrizen 116, 165 Spannbacken 117, 168 und Gleitschienen 118, 169. Durch entsprechende Positionierung gegenüber dem Maschinengestell 2 der Biegemaschine 1 lässt sich wahlweise eine der Biegematrizen 113, 116, 164, 165 mit den jeweils zugehörigen Biegewerkzeugteilen zur Bearbeitung eines der Übersichtlichkeit halber nicht dargestellten Rohres einsetzen.

In den Figuren 7 und 8 befindet sich die Biegeeinrichtung 105 in ihrem dem Beginn einer Rohrbearbeitung zugeordneten Betriebszustand. Zur Rohrbearbeitung genutzt werden die Biegematrize 113, die Spannbacke 114 sowie die Gleitschiene 115. Dementsprechend ist die Spannbacke 114 in Werkstückquerrichtung in ihre Funktionsstellung verfahren, bei deren Einnahme sie das zu bearbeitende Rohr gegen die Biegematrize 113 beaufschlagt.

Ebenfalls in der werkstücknahen Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung befindet sich die Gleitschiene 115.

Mit der Spannbacke 114 ist die Spannbacke 166 bewegungsmäßig verbunden. In entsprechender Weise bilden die Gleitschienen 115, 167 eine Bewegungseinheit. Ebenso wie die Spannbacke 114 und die Gleitschiene 115 nehmen folglich auch die Spannbacke 166 und die Gleitschiene 167 eine werkstücknahe Position ein.

Mit den Spannbacken 114, 166 antriebsmäßig gekoppelt und gegenläufig in Werkstückquerrichtung verschoben sind die Spannbacken 117, 168 des Biegewerkzeuges 111. Entsprechend sind die Gleitschienen 118, 169 des Biegewerkzeuges 111 mit den Gleitschienen 115, 167 des Biegewerkzeuges 110 antriebsmäßig gekoppelt in Werkstückquerrichtung in eine werkstückferne Position überführt. Zur antriebsmäßigen Kopplung und gegenläufigen Bewegung der einander zugeordneten Biegewerkzeugteile beidseits des Werkzeugträgers 112 dienen Querantriebsmotoren, die im Innern eines Schwenkarms 120 sowie eines stationären Teils 121 des Werkzeugträgers 112 untergebracht sind und die in Aufbau und Funktionsweise den Querantriebsmotoren 26, 49 der Figuren 2 und 3 entsprechen.

Zur Bearbeitung des betreffenden Rohres unter Einsatz der Biegematrize 113, der Spannbacke 114 und der Gleitschiene 115 des Biegewerkzeuges 110 wird ausgehend von den Verhältnissen gemäß

den Figuren 7, 8 der Schwenkarm 120 um die Biegeachse 119 in die Position gemäß den Figuren 9, 10 bewegt. Das mittels der Biegematrize 113 und der Spannbacke 114 geklemmte Rohr wird dabei um die Biegematrize 113 gebogen. Die Gleitschiene 115 stützt das Rohr seitlich.

Mit der Bewegung des Schwenkarms 120 mit der Spannbacke 114 und der Biegematrize 113 um die Biegeachse 119 verbunden ist eine Bewegung der Einheit aus Gleitschiene 115 und Gleitschiene 167 in Werkstücklängsrichtung (Doppelpfeil 170). Auf diese Art und Weise wird eine Relativbewegung zwischen dem um die Biegematrize 113 gezogenen Rohr und der Gleitschiene 115 und somit auch aus einer derartigen Relativbewegung resultierende Beanspruchungen der Rohr-Außenwand vermieden. Bei der Bewegung in Werkstücklängsrichtung ist die Baueinheit aus Gleitschiene 115 und Gleitschiene 167 antriebsmäßig gekoppelt mit der Baueinheit aus Gleitschiene 118 und Gleitschiene 169 an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers 112. Infolge der antriebsmäßigen Kopplung bewegen sich die Gleitschienenanordnungen beidseits des Werkzeugträgers 112 gleichgerichtet in Längsrichtung des zu bearbeitenden Rohres. Ihre Bewegungs-Endstellung in Werkstücklängsrichtung haben die Gleitschienenanordnungen bei dem in den Figuren 9, 10 veranschaulichten Betriebszustand der Biegeeinrichtung 105 erreicht.

Bewirkt wird die antriebsmäßige Kopplung der Gleitschienen 115, 167 einerseits sowie der Gleitschienen 118, 169 andererseits mittels eines gemeinschaftlichen Längsantriebsmotors 171, der im Einzelnen in den Figuren 8 und 10 zu erkennen ist und bei dem es sich in dem dargestellten Beispielsfall um einen Elektromotor handelt. Der Längsantriebsmotor 171 ist mittels einer Dreigelenkanordnung 172 an dem Werkzeugträger 112 gelagert. Die Dreigelenkanordnung 172 umfasst eine lange Schwinge 173 sowie eine kurze Schwinge 174. Die lange Schwinge 173 ist gleitschienenseitig um eine Schwenkachse 175, die kurze Schwinge 174 ist gleitschienenseitig um eine Schwenkachse 176 schwenkbar gelagert. An ihren von den Schwenkachsen 175, 176 abliegenden Enden sind die lange Schwinge 173 sowie die kurze Schwinge 174 gelenkig miteinander verbunden. Eine gemeinsame Gelenkachse 177 der langen Schwinge 173 sowie der kurzen Schwinge 174 verläuft parallel zu den Schwenkachsen 175, 176 und fällt mit der geometrischen Achse der Motorwelle des Längsantriebsmotors 171 zusammen.

Zum Antrieb der Gleitschienen 115, 167 in Werkstücklängsrichtung ist zwischen den Gleitschienen 115, 167 und dem Längsantriebsmotor 171 ein Längsvorschubgetriebe 178 vorgesehen. Dieses umfasst einen Spindeltrieb 179 sowie einen Riementrieb 180. Der Spindeltrieb 179 wiederum weist eine an einem Support 122 für die Gleitschienen 115, 167 drehbar gelagerte Spindelmutter 181 sowie eine damit zusammenwirkende Getriebespindel 182 auf.

Die Drehachse der Spindelmutter 181, die Längsachse der Getriebspindel 182 und die Schwenkachse 175 der langen Schwinge 173 der Dreigelenkanordnung 172 fallen miteinander zusammen. Mit dem Support 122 ist die daran angebrachte Spindelmutter 181 in Werkstückquerrichtung bewegbar. Die Getriebspindel 182 des Spindeltriebs 179 ist mit den Gleitschienen 115, 167 in Werkstücklängsrichtung verschieblich an dem stationären Teil 121 des Werkzeugträgers 112 geführt. Insgesamt ergibt sich eine nach Art eines Kreuzschlittens ausgebildete Führungseinheit für die Gleitschienen 115, 167.

Zum Antrieb der Getriebspindel 182 bzw. der Gleitschienen 115, 167 in Werkstücklängsrichtung ist die Spindelmutter 181 um ihre Achse zu drehen. Zu diesem Zweck dient ein endlos umlaufender Antriebsriemen 183 des Riementriebes 180. Der Antriebsriemen 183 wird seinerseits durch den Längsantriebsmotor 171 angetrieben und bildet eine getriebliche Verbindung zwischen dem Längsantriebsmotor 171 und der als gleitschienenenseitiges Getriebeelement dienenden Spindelmutter 181. Mit der langen Schwinge 173 ist der Antriebsriemen 183 um die Schwenkachse 175 schwenkbar.

Den Gleitschienen 115, 167 entsprechend werden die Gleitschienen 118, 169 an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers 112 in Werkstücklängsrichtung bewegt. Ein Längsvorschubgetriebe 184 umfasst dabei einen Spindeltrieb 185 sowie einen

Riementrieb 186. Eine Spindelmutter 187 des Spindeltriebes 185 ist an einem in Werkstückquerrichtung beweglichen Support 123 gelagert und wirkt mit einer gemeinschaftlich mit den Gleitschienen 118, 169 in Werkstücklängsrichtung beweglichen Getriebespindel 188 zusammen. Ein Antriebsriemen 189 des Riementriebes 186 bildet eine getriebliche Verbindung zwischen dem Längsantriebsmotor 171 und dem Spindeltrieb 185 und ist mit der kurzen Schwinge 174 um die Schwenkachse 176 schwenkbar. Die Spindelmutter 187 bildet ein gleitschienenseitiges Getriebeelement.

Die Dreigelenkstruktur der Lagerung des Längsantriebsmotors 171 sowie der Längsvorschubgetriebe 178, 184 gestattet es, die Gleitschienen 115, 167 einerseits sowie die Gleitschienen 118, 169 andererseits, ungeachtet ihrer Beweglichkeit in Werkstückquerrichtung mittels eines einzigen Antriebsmotors, nämlich mittels des gemeinschaftlichen Längsantriebsmotors 171, in Werkstücklängsrichtung zu verfahren.

In Abhängigkeit von den Positionen der Gleitschienen 115, 167 und der Gleitschienen 118, 169 in Werkstückquerrichtung ergeben sich unterschiedliche Öffnungswinkel zwischen der langen Schwinge 173 und der kurzen Schwinge 174 der Dreigelenkanordnung 172 sowie voneinander abweichende Positionen des "schwimmend" gelagerten Längsantriebsmotors 171. Beispielhaft verwiesen sei in diesem Zusammenhang auf die Figuren 11 und 12.

Aufgrund der in dem gezeigten Beispielsfall realisierten Antriebskonfiguration reichen insgesamt vier Antriebsmotoren an den Biegeeinrichtungen 5, 105 aus, um Rohre mit unterschiedlichen Biegeradien sowie in einander entgegengesetzten Richtungen zu biegen. Im Einzelnen benötigt werden zwei Querantriebsmotoren, ein Längsantriebsmotor sowie ein Schwenkmotor. Die Querantriebsmotoren dienen zur gegenläufigen Bewegung der sich an den Werkzeugträgern 12, 112 gegenüberliegenden Spannbacken 14, 17; 114, 166; 117, 168 sowie der an den beiden Seiten der Werkzeugträger 12, 112, vorgesehenen Gleitschienen 15, 18; 115, 167; 118, 169. Mittels des Längsantriebsmotors werden die Gleitschienen 15, 18; 115, 167; 118, 169 gleichgerichtet in Werkstücklängsrichtung verschoben. Der Schwenkantriebsmotor schließlich dient zur Ausführung der Schwenkbewegung der Schwenkarme 20, 120 um die Biegeachsen 19, 119. Sämtliche Antriebsmotoren sind in einer Baugröße verfügbar, die eine Unterbringung der Antriebsmotoren unmittelbar an den Werkzeugträgern 12, 112 zulässt.

Patentansprüche

1. Biegemaschine zum Biegen von stangen- und/oder stabartigen Werkstücken, insbesondere von Rohren, mit einer Biegeeinrichtung (5, 105), die wahlweise nutzbare Biegewerkzeuge (10, 11; 110, 111) umfasst, von denen wenigstens eines an einer Seite und wenigstens eines an der gegenüberliegenden Seite eines Werkzeugträgers (12, 112) vorgesehen ist und die jeweils wenigstens eine Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) sowie zumindest ein Druckstück aufweisen, welches zur Überführung in eine Funktions- oder in eine Außerfunktionsstellung in Werkstückquerrichtung angetrieben hin und her bewegbar ist, wobei die Biegematrizen (13, 16; 113, 164; 116, 165) entlang einer in Werkstückquerrichtung verlaufenden Biegeachse (19, 119) angeordnet sind, einer Funktionsstellung wenigstens eines Druckstückes an der einen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) eine Außerfunktionsstellung wenigstens eines Druckstückes an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) zuordenbar ist und wobei das Werkstück an dem genutzten Biegewerkzeug (10, 11; 110, 111) unter in Werkstückquerrichtung wirksamer Beaufschlagung mittels wenigstens eines seine Funktionsstellung einnehmenden Druckstücks um die Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) biegebar ist, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein

Druckstück an der einen und wenigstens ein Druckstück an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstückquerrichtung antriebsmäßig gekoppelt sind, wobei mit der in Werkstückquerrichtung ausgeführten Bewegung zur Überführung des oder der Druckstücke an der einen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) in die Funktionsstellung das oder die zugeordneten Druckstücke an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) in Werkstückquerrichtung gegenläufig bewegbar sind.

2. Biegemaschine nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass als einander zugeordnete, in Werkstückquerrichtung gegenläufig bewegbare Druckstücke Spannbacken (14, 17; 114, 166; 117, 168) vorgesehen sind, von denen wenigstens eine an der einen und wenigstens eine an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) angeordnet ist und die an einem um die Biegeachse (19, 119) schwenkbaren Schwenkarm (20, 120) vorgesehen sind, wobei das Werkstück an dem genutzten Biegewerkzeug (10, 11; 110, 111) zwischen der Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) und wenigstens einer ihre Funktionsstellung einnehmenden und dabei das Werkstück gegen die Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) beaufschlagenden Spannbacke (14, 17; 114, 166; 117, 168) einspannbar und eingespannt unter Schwenken des Schwenkarms (20, 120) mit der oder den Spannbacken (14, 17; 114, 166; 117, 168) um die Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) biegebar ist.

3. Biegemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als einander zugeordnete, in Werkstückquerrichtung gegenläufig bewegbare Druckstücke Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) vorgesehen sind, von denen wenigstens eine an der einen und wenigstens eine an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) angeordnet ist und die in Werkstücklängsrichtung gesehen an der von der zu erstellenden Biegung abliegenden Seite von Spannbacken (14, 17; 114, 166; 117, 168) der betreffenden Biegewerkzeuge (10, 11; 110, 111) vorgesehen sind, wobei das Werkstück an dem genutzten Biegewerkzeug (10, 11; 110, 111) beim Biegen um die Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) mittels wenigstens einer ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung einnehmenden Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) in Werkstückquerrichtung abstützbar ist.

4. Biegemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei Biegewerkzeuge (10, 11; 110, 111) an beiden Seiten des Werkzeugträgers (12, 112) als Druckstücke jeweils wenigstens eine Spannbacke (14, 17; 114, 166; 117, 168) sowie wenigstens eine Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) aufweisen, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eine Spannbacke (14, 17; 114, 166; 117, 168) an der einen und wenigstens eine Spannbacke (14, 17; 114, 166; 117, 168) an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstückquerrichtung an-

triebsmäßig gekoppelt gegenläufig bewegbar sind und dass wenigstens eine ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung einnehmende Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) des genutzten Biegewerkzeugs (10, 11; 110, 111) beim Biegen des Werkstücks mit diesem in Werkstücklängsrichtung angetrieben bewegbar ist.

5. Biegemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass mit wenigstens einer bei Einnahme ihrer Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung mit dem Werkstück in dessen Längsrichtung bewegbaren Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) des genutzten Biegewerkzeugs (10, 11; 110, 111) zumindest eine Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) eines Biegewerkzeugs (10, 11; 110, 111) an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung antriebsmäßig gekoppelt ist.

6. Biegemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung miteinander antriebsmäßig gekoppelten Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) gleichgerichtet in Werkstücklängsrichtung bewegbar sind.

7. Biegemaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass an einer der Seiten des Werkzeugträgers (12, 112) wenigstens ein Biegewerkzeug (10, 11; 110, 111) mit einer Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) vorgesehen ist, welche einen größeren Biegeradius ausbildet als die Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) wenigstens eines Biegewerkzeuges (10, 11; 110, 111) an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers (12, 112), dass als einander zugeordnete, in Werkstückquerrichtung gegenläufig bewegbare Druckstücke gegenläufige Spannbacken (14, 17; 114, 166; 117, 168) und/oder gegenläufige Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) vorgesehen sind, dass an dem genutzten Biegewerkzeug (10, 11; 110, 111) wenigstens eine ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung einnehmende Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) beim Biegen des Werkstücks mit diesem in Werkstücklängsrichtung angetrieben bewegbar ist und dass mit dieser oder diesen Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) wenigstens eine Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 116, 169) eines Biegewerkzeuges (10, 11; 110, 111) an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung antriebsmäßig gekoppelt und gleichgerichtet in Werkstücklängsrichtung bewegbar ist.

8. Biegemaschine nach dem Oberbegriff von Anspruch 1 mit Druckstücken in Form von Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169), wobei das Werkstück an dem genutzten Biegewerkzeug (10, 11; 110, 111) beim Biegen um die Biegematrize (13, 16; 113, 164; 116, 165) mittels wenigstens einer ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung einnehmenden Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) in Werkstückquerrichtung abstützbar ist, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens eine ihre Funktionsstellung in Werkstückquerrichtung einnehmende Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) des genutzten Biegewerkzeuges (10, 11; 110, 111) beim Biegen des Werkstücks mit diesem in Werkstücklängsrichtung angetrieben bewegbar ist und dass mit dieser oder diesen Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) wenigstens eine in einer Außerfunktionsstellung befindliche Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) eines Biegewerkzeuges (10, 11; 110, 111) an der gegenüberliegenden Seite des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung antriebsmäßig gekoppelt ist.

9. Biegemaschine nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung miteinander antriebsmäßig gekoppelten Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) gleichgerichtet in Werkstücklängsrichtung bewegbar sind.

10. Biegemaschine nach Anspruch 8 oder 9, dadurch gekennzeichnet, dass die zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung miteinander antriebsmäßig gekoppelten Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) auch zur Bewegung in Werkstückquerrichtung miteinander antriebsmäßig gekoppelt sind.

11. Biegemaschine nach einem der Ansprüche 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, dass die zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung miteinander antriebsmäßig gekoppelten Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) in Werkstückquerrichtung gegenläufig bewegbar sind.

12. Biegemaschine nach einem der Ansprüche 8 bis 11, wobei Biegewerkzeuge (10, 11; 110, 111) an beiden Seiten des Werkzeugträgers (12, 112) als Druckstücke jeweils wenigstens eine Gleitschiene (15, 18, 115, 167; 118, 169) und zumindest eine Spannbacke (14, 17; 114, 166; 117, 168) aufweisen, dadurch gekennzeichnet, dass Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung und in Werkstückquerrichtung und Spannbacken (14, 17; 114, 166; 117, 168) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstückquerrichtung miteinander antriebsmäßig gekoppelt sind.

13. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur antriebsmäßigen Koppelung von Druckstücken, gegebenenfalls von Spannbacken (14, 17; 114, 166; 117, 168) und/oder von Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169), beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstückquerrichtung wenigstens ein gemeinschaftlicher Querantriebsmotor (26, 49) vorgesehen ist.

14. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass zur antriebsmäßigen Koppelung von Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung wenigstens ein gemeinschaftlicher Längsantriebsmotor (171) vorgesehen ist.

15. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass einander zugeordnete Druckstücke beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) mittels gegenläufig antreibbarer und miteinander bewegungsverbundener Antriebselemente in Werkstückquerrichtung gegenläufig bewegbar sind, dass für die Antriebselemente jeweils in beiden ihrer Bewegungsrichtungen wirksame Endanschläge vorgesehen sind, auf welche die Antriebselemente bei Bewegungsverzögerung, insbesondere bei Stillstand, des oder der zugeordneten Druckstücke und dessen ungeachtet fortgesetzter Bewegung der Antriebselemente

auflaufen und dass zwischen jedem Antriebselement und einem seiner Endanschläge eine Dämpfungseinrichtung (41, 42; 57, 58) vorgesehen ist, mittels derer das Auflaufen des Antriebselementes auf den Endanschlag dämpfbar ist, wobei in übereinstimmender Bewegungsrichtung der Antriebselemente wirksame Endanschläge gedämpft sind und wobei bei Auflaufen eines der Antriebselemente auf einen ungedämpften Endanschlag das jeweils andere, gegenläufig bewegte Antriebselement auf den in dessen Bewegungsrichtung wirksamen und mittels der Dämpfungseinrichtung (41, 42; 57, 58) gedämpften Endanschlag aufläuft und die gegenläufig bewegten Antriebselemente dämpfungsübertragend miteinander in Verbindung stehen.

16. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass als gegenläufige Antriebselemente Spindeln (31, 32; 51, 54) und/oder Spindelmuttern (33, 35; 52, 55) von die Druckstücke in Werkstückquerrichtung antreibenden Spindeltrieben (34, 36; 50, 53) vorgesehen sind.

17. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein gemeinschaftlicher Längsantriebsmotor (171) zur Bewegung von antriebsmäßig miteinander gekoppelten Gleitschienen (15, 18; 115, 167; 118, 169), in Werkstücklängsrichtung mit den Gleitschienen (15, 18; 115, 167;

118, 169) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) jeweils über ein Längsvorschubgetriebe (178, 184) in Antriebsverbindung steht, welches ein an dem Werkzeugträger (12, 112) in Werkstückquerrichtung bewegbares gleitschienenseitiges Getriebeelement (181, 187) und zwischen diesem und dem Längsantriebsmotor (171) eine getriebliche Verbindung (183, 189) umfasst und dass die getrieblichen Verbindungen (183, 189) zwischen dem Längsantriebsmotor (171) und den gleitschienenseitigen Getriebeelementen (181, 187) beidseits des Werkzeugträgers (12, 112) jeweils mit ihrer Antriebsmotorseite gemeinschaftlich mit dem Längsantriebsmotor (171) um das zugeordnete gleitschienenseitige Getriebeelement (181, 187) schwenkbar und an ihren Antriebsmotorseiten gelenkig miteinander verbunden sind, wobei die gemeinsame Gelenkachse (177) der getrieblichen Verbindungen (183, 189) an der Antriebsmotorseite und die Schwenkachsen (175, 176) der getrieblichen Verbindungen (183, 189) an den gleitschienenseitigen Getriebeelementen (181, 187) parallel zueinander in Werkstücklängsrichtung verlaufen.

18. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die gemeinsame Gelenkachse (177) der getrieblichen Verbindungen (183, 189) an der Antriebsmotorseite von der Motorwelle des Längsantriebsmotors (171) ausgebildet ist.

19. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass wenigstens ein Längsvorschubgetriebe (178, 184) zwischen dem gemeinschaftlichen Längsantriebsmotor (171) und den Gleitschienen (15, 18; 115; 167; 118; 169) einen Spindeltrieb (179, 185) umfasst mit Spindeltriebelementen in Form einer sich in Werkstücklängsrichtung erstreckenden Getriebspindel (182, 188) und einer auf dieser aufsitzenden Spindelmutter (181, 187), wobei wenigstens eine Gleitschiene (15, 18; 115, 167; 118, 169) mit einem der Spindeltriebelemente gekoppelt in Werkstücklängsrichtung bewegbar ist und das andere Spindeltriebelement ein gleitschienenenseitiges Getriebeelement ausbildet und dass als getriebliche Verbindung zwischen dem gemeinschaftlichen Längsantriebsmotor (171) und dem das gleitschienenenseitige Getriebeelement bildenden Spindeltriebelement ein durch den gemeinschaftlichen Längsantriebsmotor (171) antreibbares und endlos umlaufendes Antriebs-
element, insbesondere ein Antriebsriemen (183, 189) vorgesehen ist, mittels dessen das das gleitschienenenseitige Getriebeelement bildende Spindeltriebelement um die Achse der Getriebspindel (182, 188) antreibbar ist.

20. Biegemaschine nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die gleitschienenenseitigen Getriebeelemente an beiden Seiten des Werkzeugträgers (12, 112) jeweils an einer an dem Werkzeugträger (12, 112) in Werkstück-

querrichtung bewegbaren Trageinrichtung vorgesehen sind, dass an den Trageinrichtungen jeweils eine Schwinge (173, 174) um die Schwenkachse (175, 176) der betreffenden getrieblichen Verbindung (183, 189) schwenkbar gelagert ist und dass die Schwingen (173, 174) mit Abstand von ihrer Lagerung an den Trageinrichtungen gelenkig miteinander verbunden sind und den gemeinschaftlichen Längsantriebsmotor (171) lagern, wobei die gemeinsame Gelenkachse (177) der Schwingen (173, 174) und deren Schwenkachsen (175, 176) an den Trageinrichtungen parallel zueinander in Werkstücklängsrichtung verlaufen.

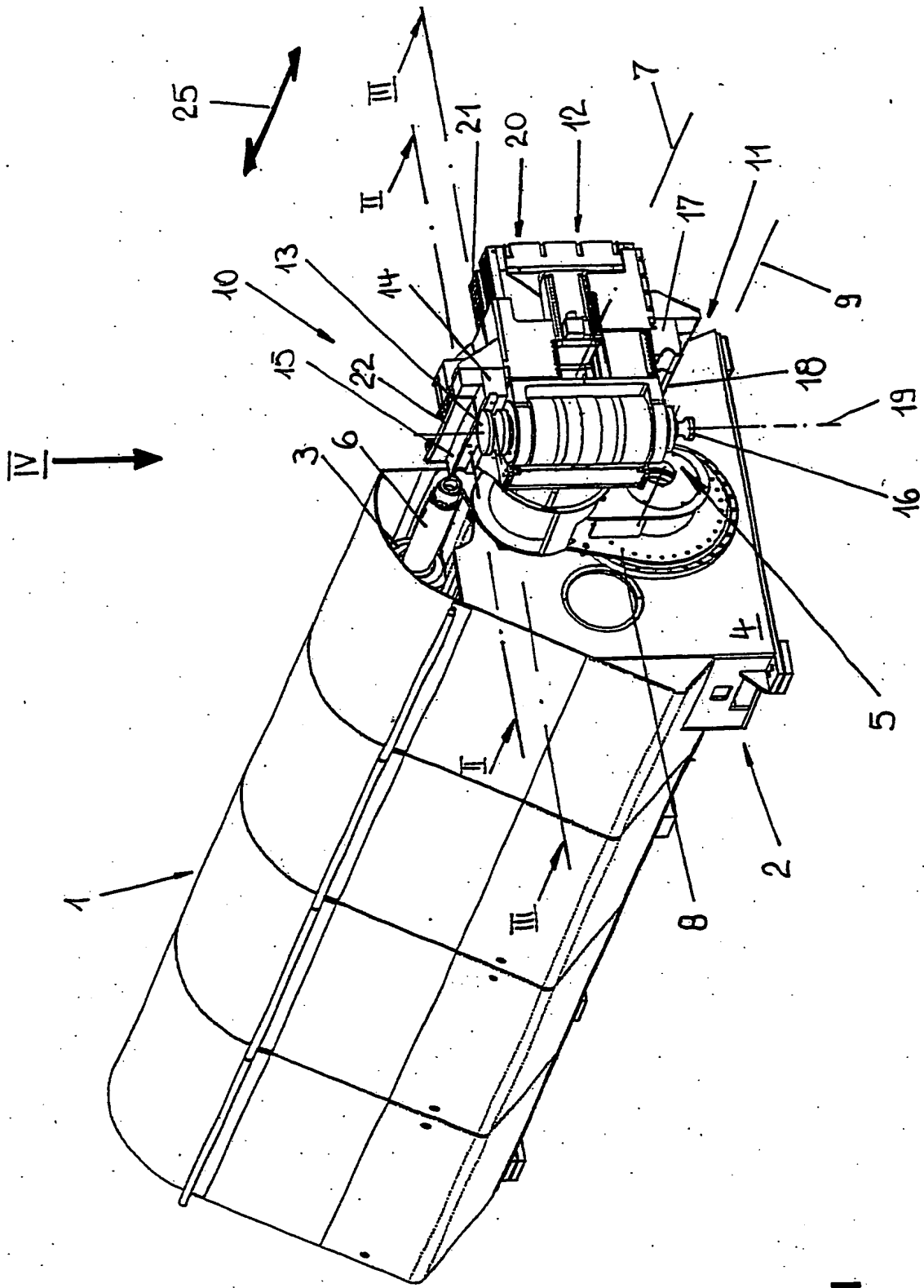


Fig. 1

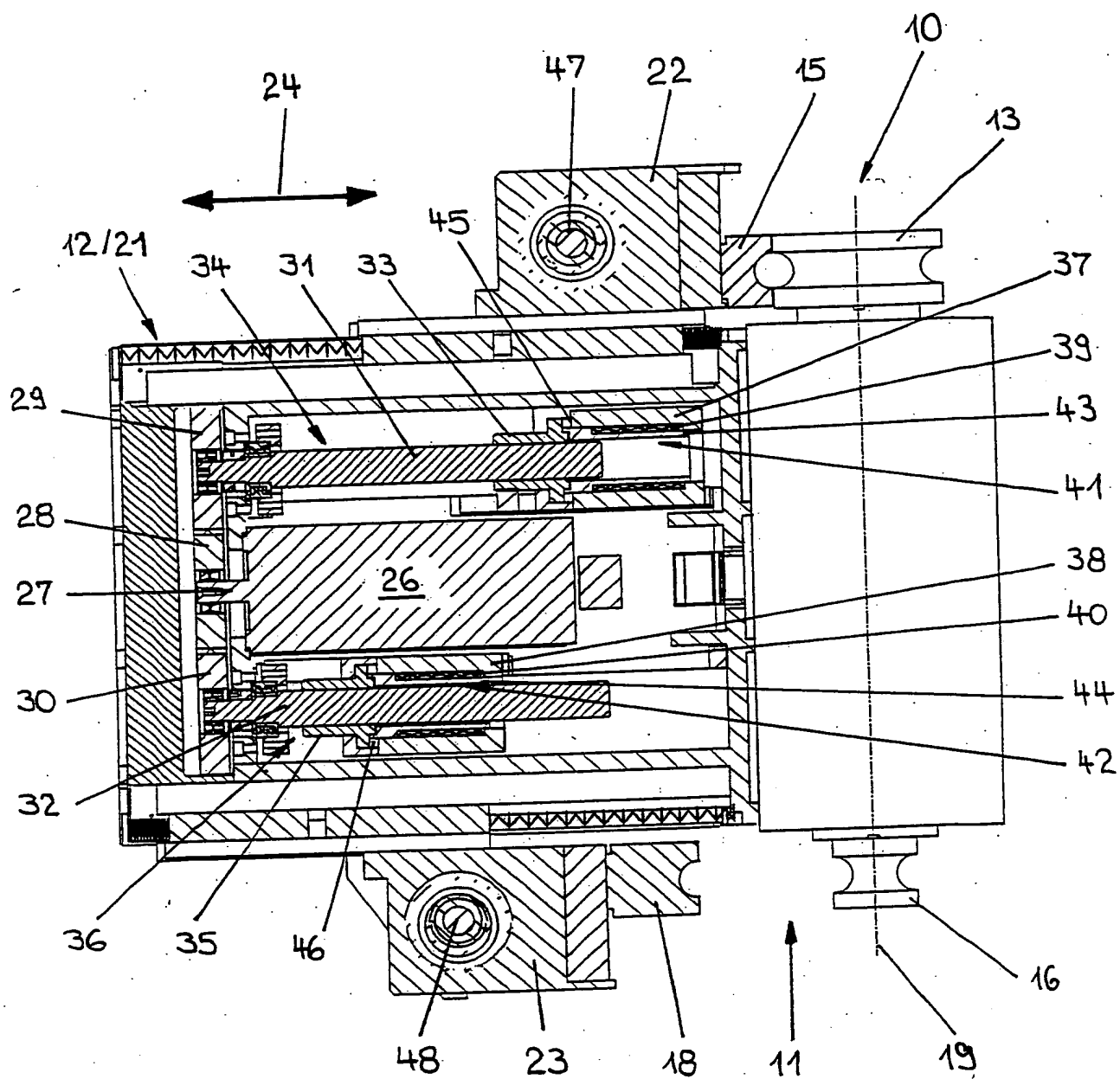


Fig. 2

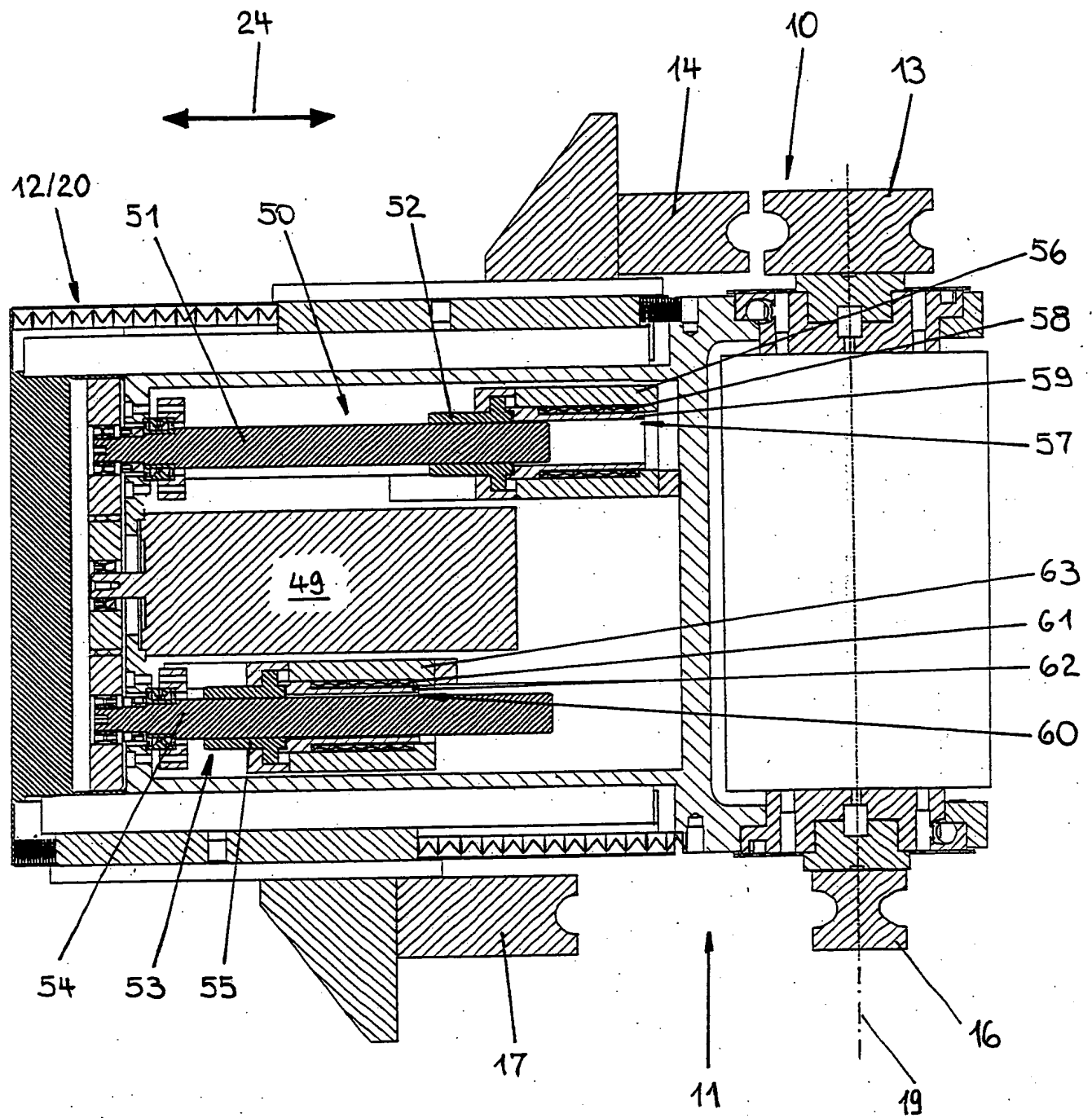


Fig. 3

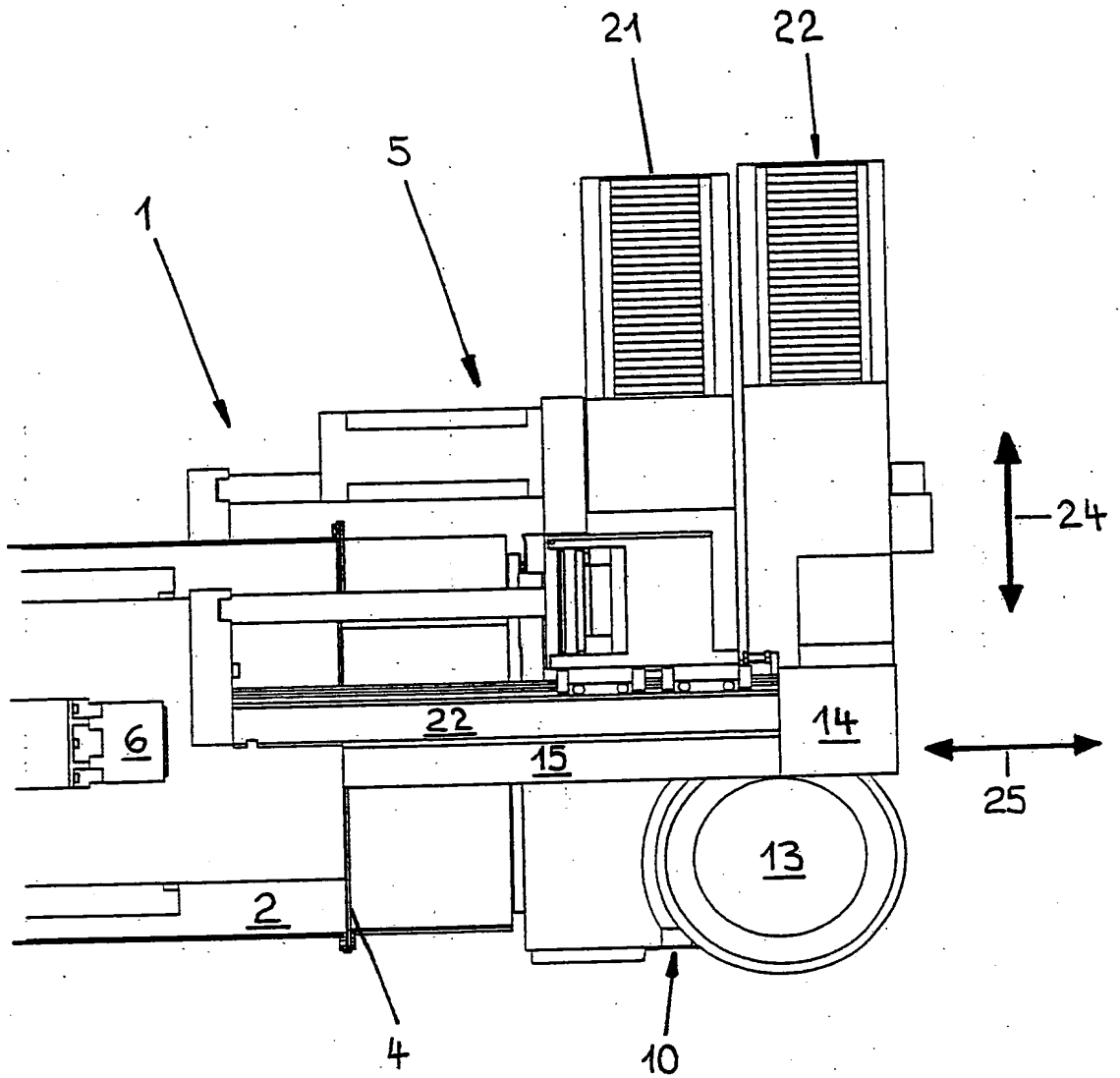


Fig. 4

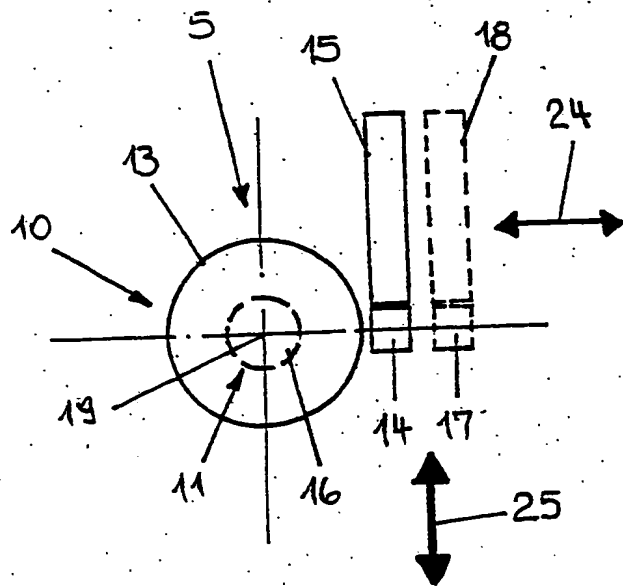


Fig. 5a

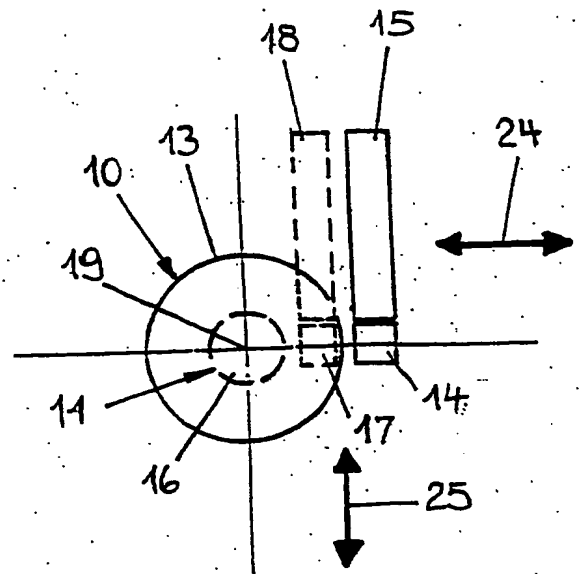


Fig. 6a

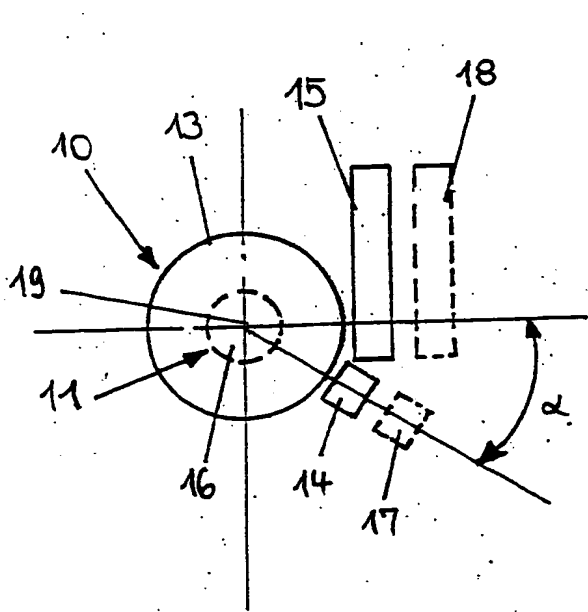


Fig. 5b

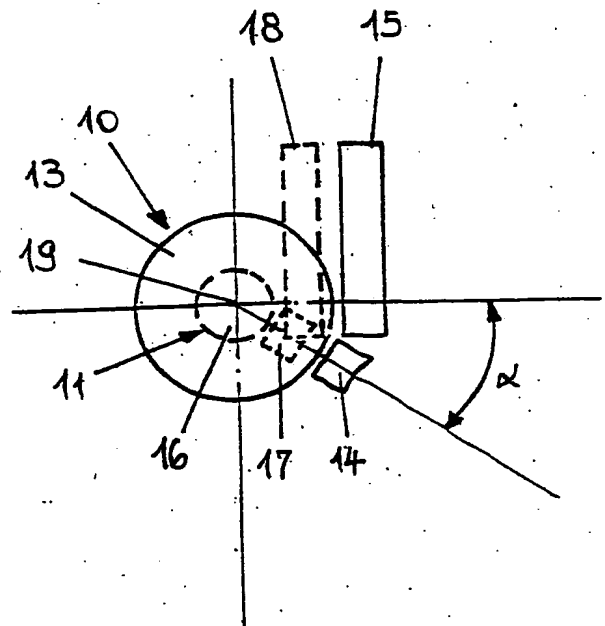


Fig. 6b

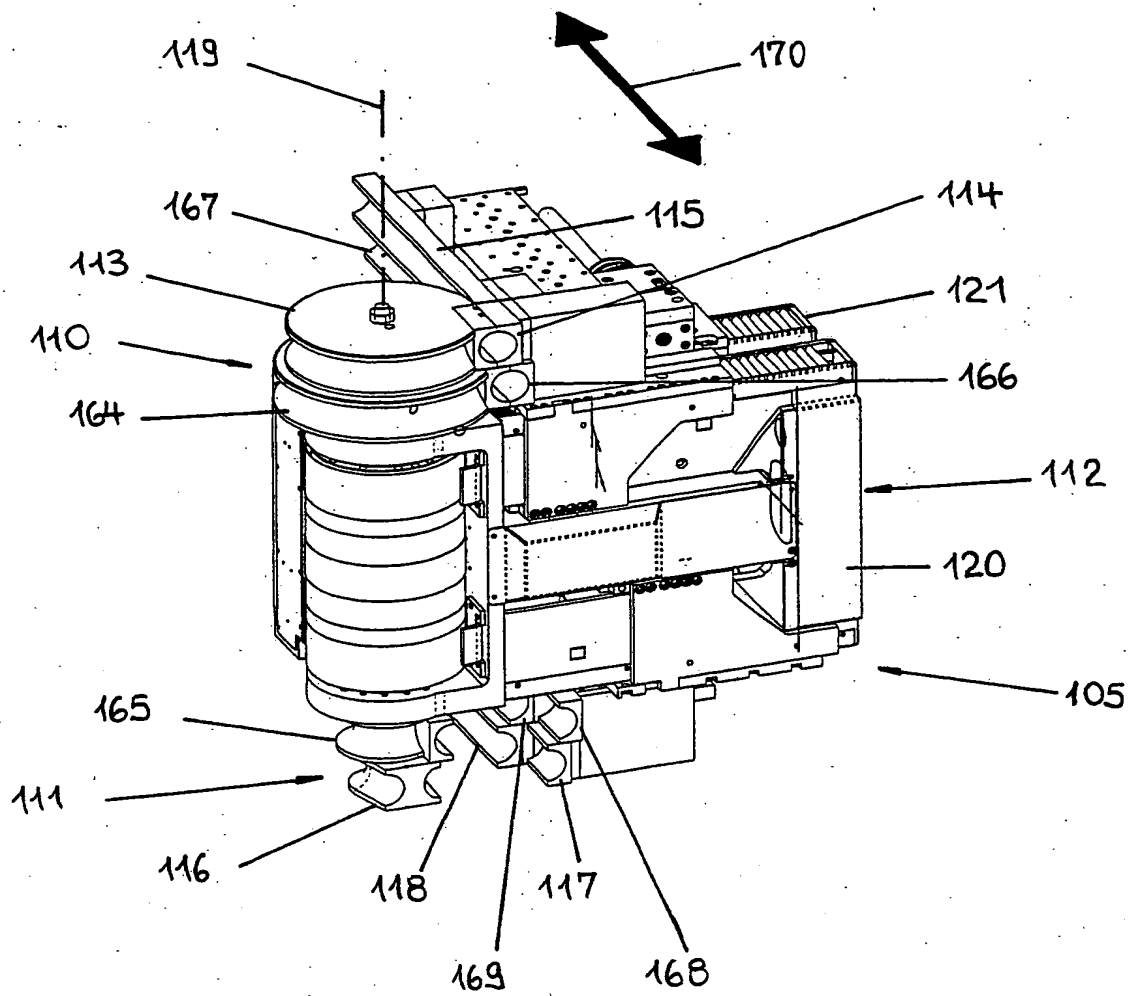


Fig. 7

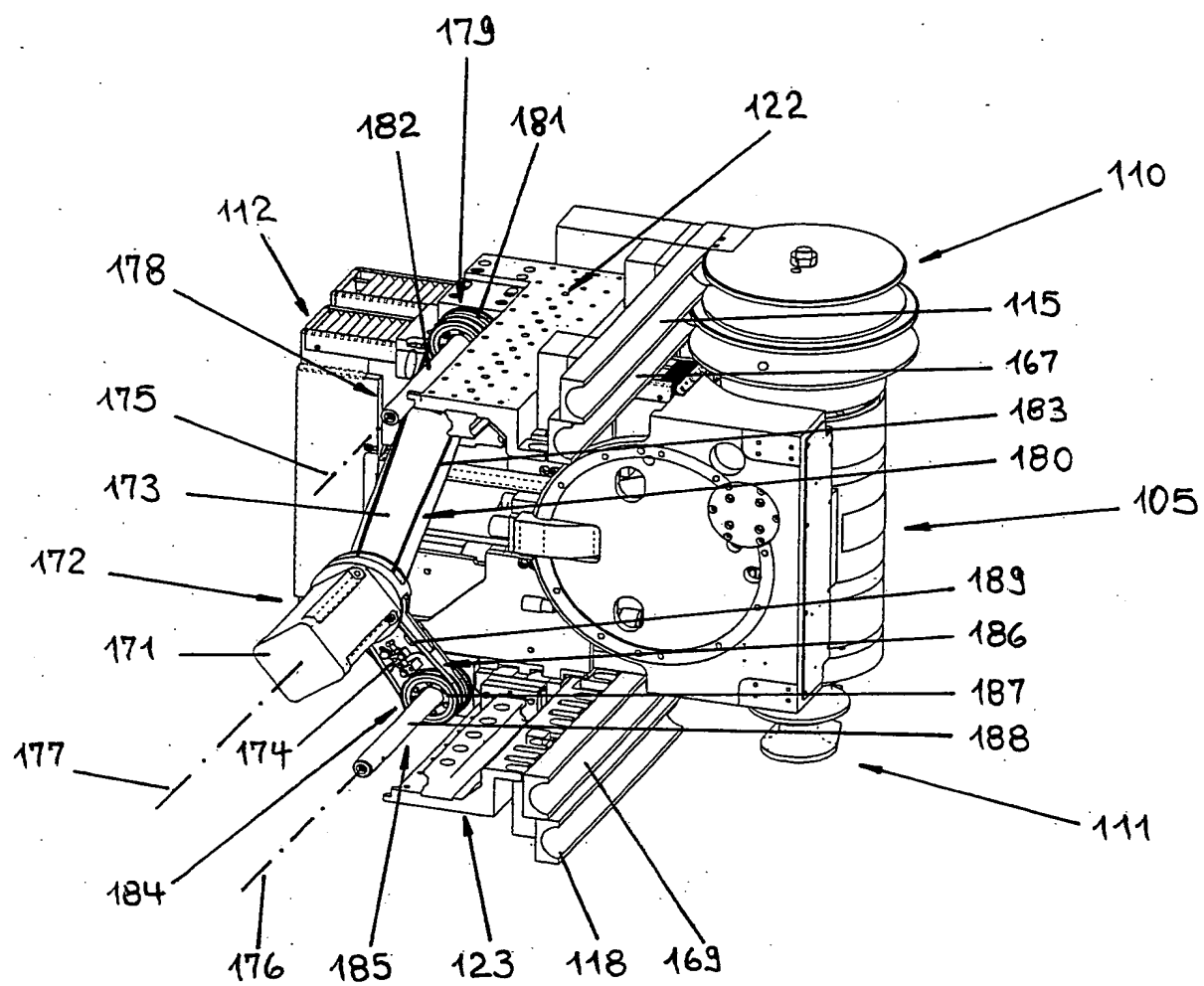


Fig. 8

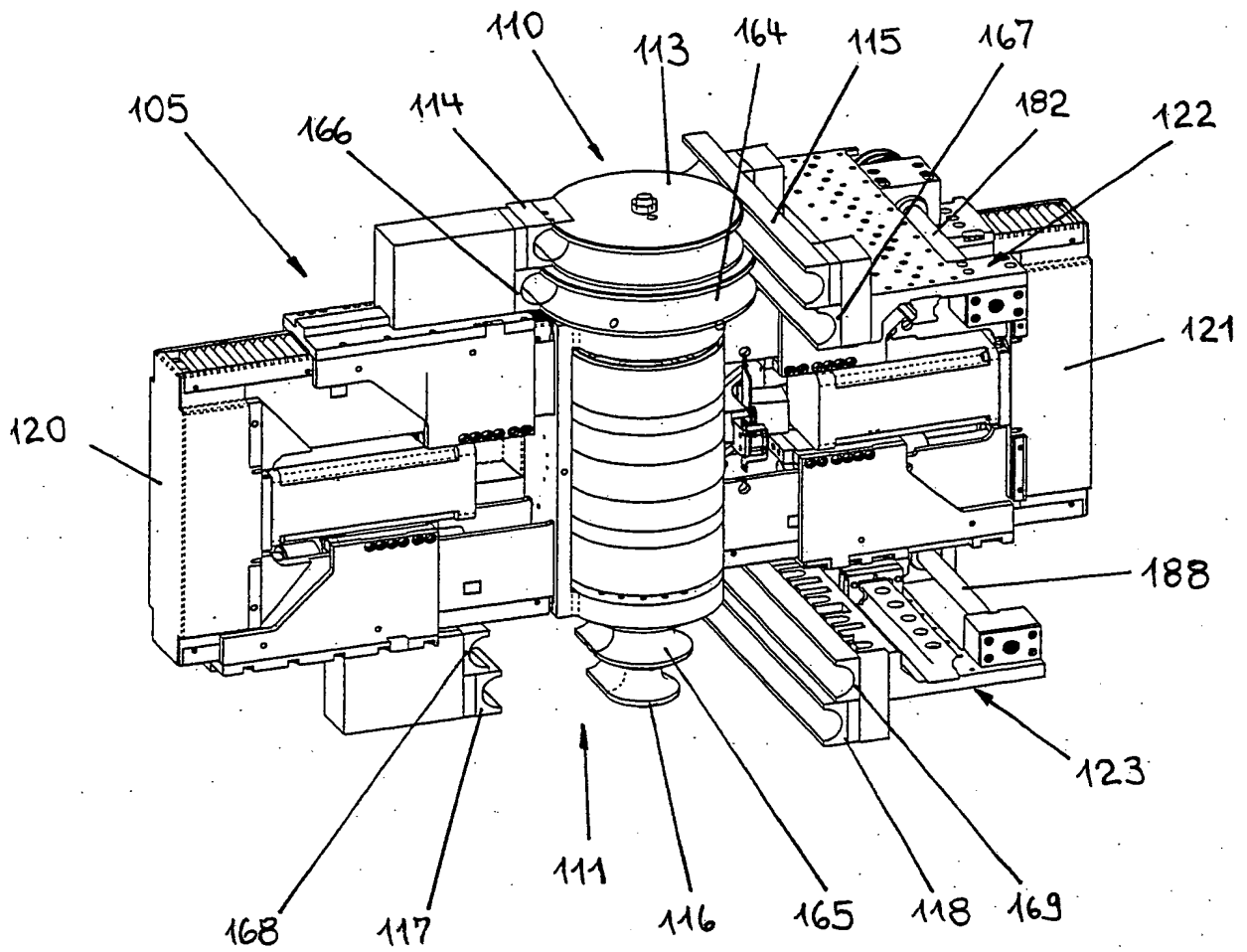


Fig. 9

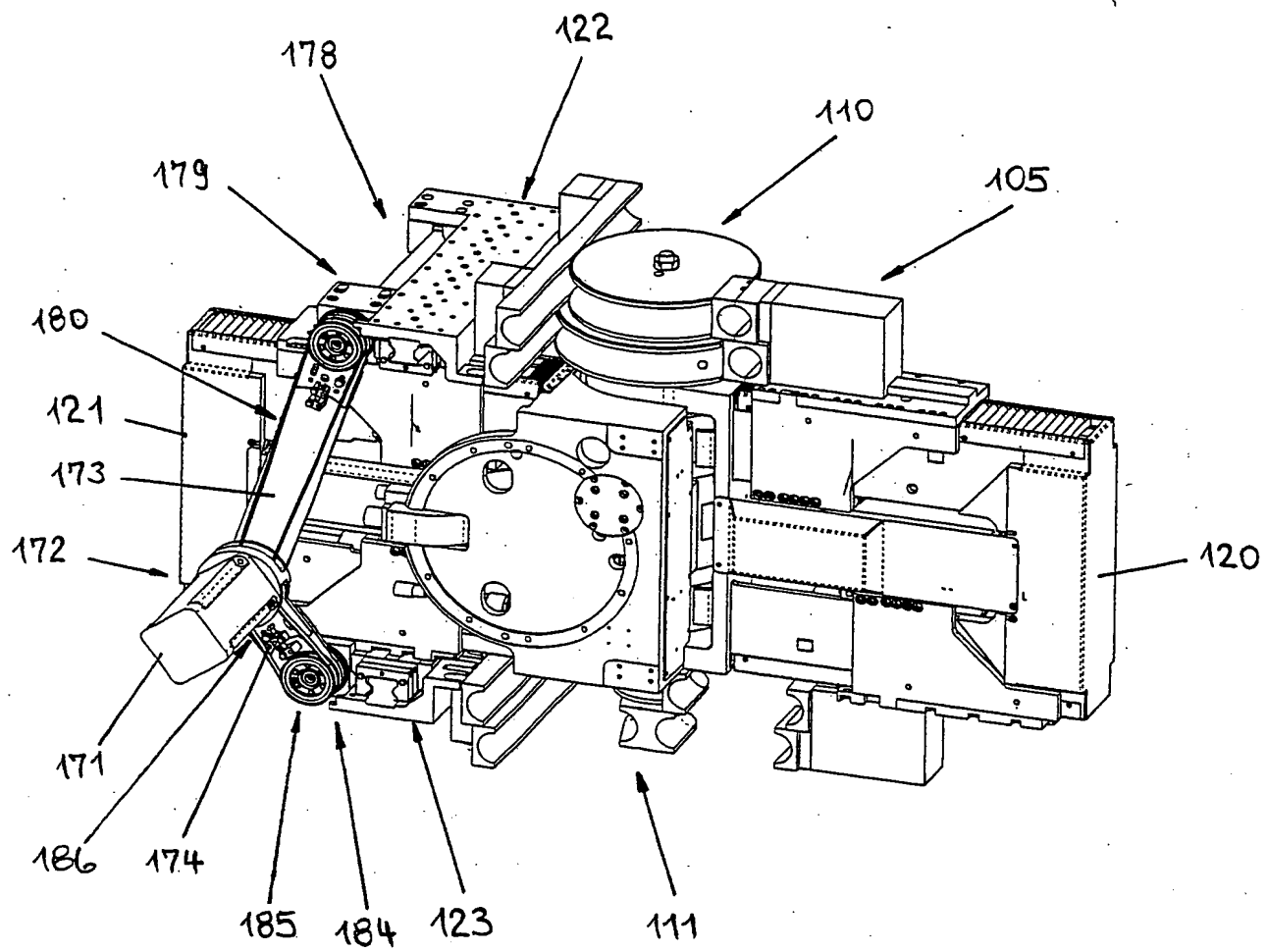


Fig. 10

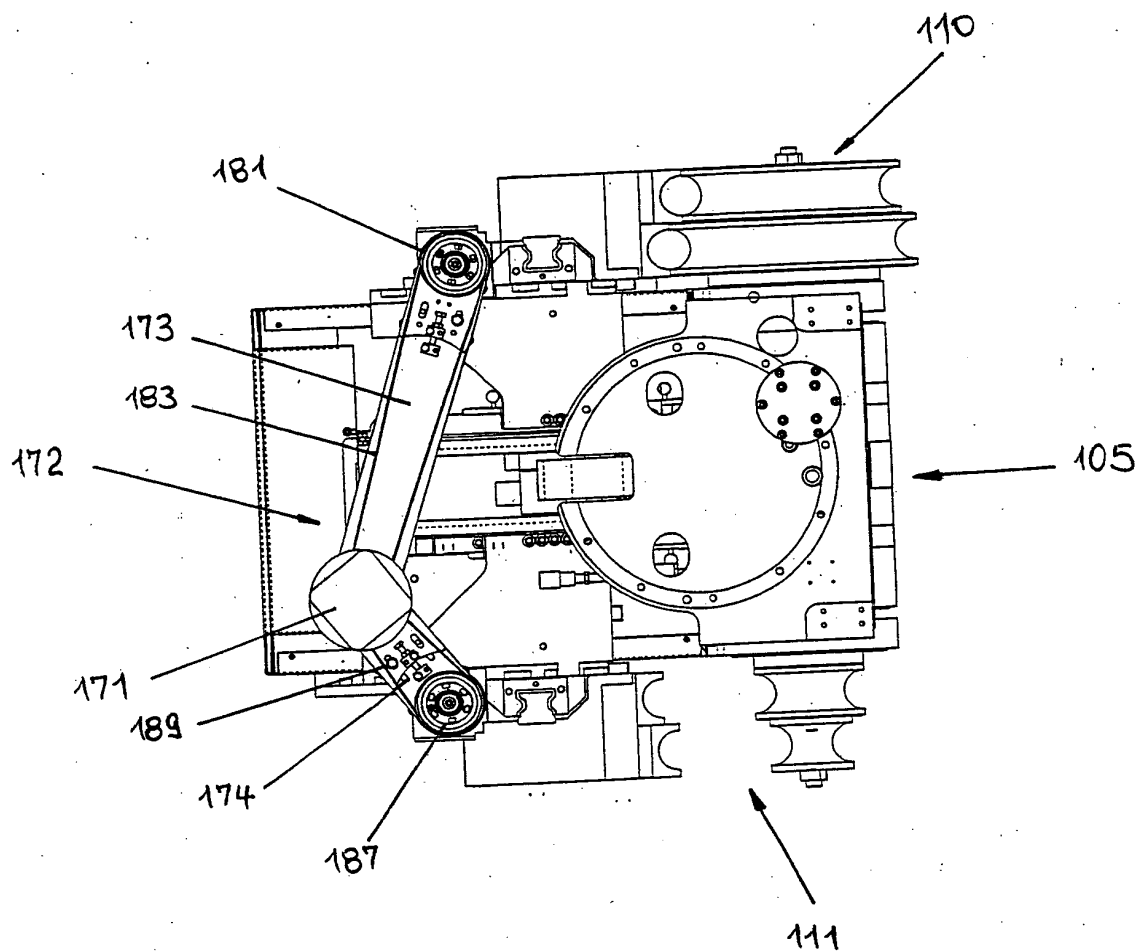


Fig. 11

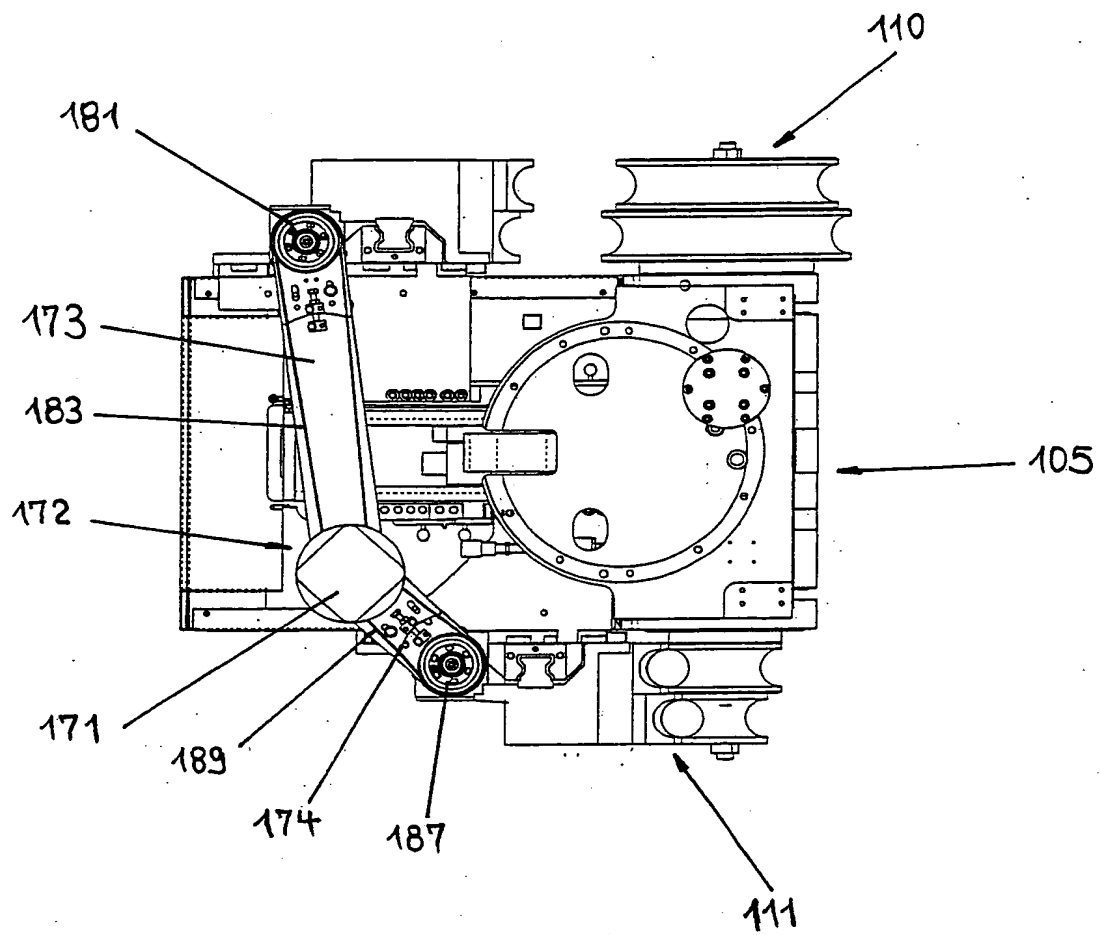


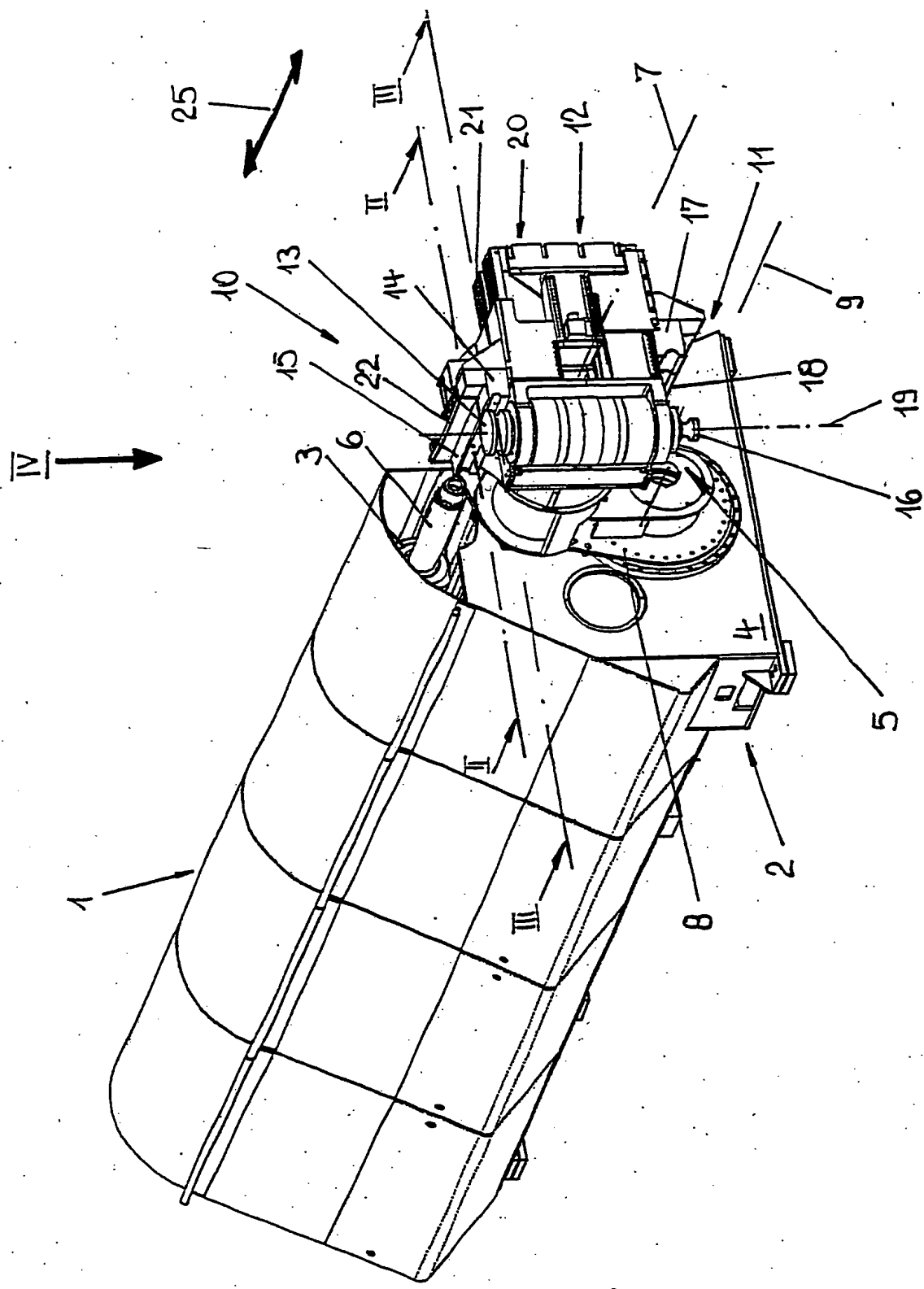
Fig. 12

Zusammenfassung

Biegemaschine mit Biegewerkzeugen an einander gegenüberliegenden Seiten eines Werkzeugträgers

Eine Biegemaschine zum Biegen von stangen- und/oder stabartigen Werkstücken, insbesondere von Rohren, weist eine Biegeeinrichtung (5) mit Biegewerkzeugen (10, 11) auf, die beidseits eines Werkzeugträgers (12) vorgesehen sind. Diese Biegewerkzeuge (10, 11) umfassen jeweils eine Biegematrize (13, 16) sowie zumindest ein Druckstück. Wenigstens ein Druckstück an der einen und wenigstens ein Druckstück an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12) sind zur Bewegung in Werkstückquerrichtung antriebsmäßig gekoppelt, wobei mit der in Werkstückquerrichtung ausgeführten Bewegung zur Überführung des oder der Druckstücke an der einen Seite des Werkzeugträgers (12) in die Funktionsstellung das oder die zugeordneten Druckstücke an der anderen Seite des Werkzeugträgers (12) in Werkstückquerrichtung gegenläufig bewegbar sind. Alternativ oder ergänzend sind Druckstücke in Form von Gleitschienen (15, 18) beidseits des Werkzeugträgers (12) zur Bewegung in Werkstücklängsrichtung antriebsmäßig gekoppelt.

(Figur 1)



BLACKLINE COMPARISON

~~26091~~ BENDING MACHINE WITH BENDING TOOLS
KOHLER SCHMID + PARTNER

PATENT ATTORNEYS GbR

~~26 091~~ SI/te

ON OPPOSITE SIDES OF A TOOL PLATEN

BACKGROUND OF THE INVENTION

TRUMPF Rohrtechnik

GmbH + Co. KG

Keltenstr. 26-28

D-72766 Reutlingen-Mittelstadt

Bending Machine with Bending Tools on

Mutually Opposite Sides of a Tool Platen This invention relates to a bending machine for

bending rod-shaped and/or bar-shaped workpieces and in particular pipes, employing a bending device that encompasses selectively deployable bending tools of which at least one is provided on one side and at least one on the opposite side of a tool platen, each of which tools includes at least one bending swage and at least one thrust member, which for switching between an operating

~~-2-~~ and an idle position can be power- driven back and forth in the transverse direction of the workpiece, ~~said~~. The bending swages being are positioned on a bending axis that extends in the transverse direction of the workpiece, with the operating position of at least one thrust member on one side of the tool platen permitting the concurrent idling of at least one thrust member on the other side of the tool platen while the workpiece on the active bending tool, when effectively impacted in the transverse direction of the workpiece, can be bent around the bending swage by means of at least one of the thrust members when in its operating position.

The invention relates in particular to a bending machine of this type that employs thrust members in the form of slide rails, whereby, as the workpiece is bent around the bending swage, it can be braced on the active bending tool in the transverse direction of the workpiece by at least one slide rail that has assumed its operating position in the transverse direction of the workpiece.

Bending machines of the type referred to above have been described in ~~EP~~-European
Patent No. B-0 538 207. These prior-art designs incorporate multi-level bending tools that are
positioned on opposite sides of a tool platen and encompass in each case several bending
swages in an over-under arrangement in the direction of a bending axis as well as clamping
jaws and slide rails that interact with the bending swages. These are conventional rotational
bending tools whose clamping jaws and slide rails can be moved back and forth between

~~-3-~~ their operating and their idle position by means of a hydraulic drive system. In the case of the prior-art design, the clamping jaws and slide rails on one side of the tool platen are activated and moved ~~independent~~independently of the clamping jaws and slide rails on the opposite side of the tool platen, for which purpose the clamping jaws and slide rails on either side of the tool platen have their own individual hydraulic drive systems in the form of hydraulic piston-and-cylinder units.

A conceptually different bending machine is described in ~~DE-A~~German Patent 33 02 888. That machine features a bending head for the joint processing of two pipes, which, for that purpose, is provided with two simultaneously operable rotational bending tools. By means of a single piston- and- cylinder unit the clamping jaws of the two rotational bending tools can be jointly moved into an operating or an idle position. Accordingly, the slide rails of these two earlier rotational bending tool designs are jointly driven back and forth in the transverse direction of the workpiece by a single piston- and- cylinder unit between an operating position next to the workpiece and an idle position retracted from the workpiece. In the longitudinal direction of the workpiece the slide rails of the two bending tools are moved along by the pipes in process as these are being bent. In other words, no feed drive is provided for moving the slide rails during the processing of the pipes. Once the two pipes in process

-4-have been bent, a common piston- and- cylinder unit retracts the slide rails jointly into their home position.

It is the objective of this invention to provide a bending machine which is structurally simplified from the first-mentioned prior- art design while ensuring optimal functional reliability.

~~According to the invention, this objective is achieved with bending machines specified in the independent patent claims 1 and 8.~~

SUMMARY OF THE INVENTION

It has now been found that the foregoing and related objects may be readily attained in a bending machine for the bending of rod-shaped and bar-shaped workpieces. The machine includes a support for the workpiece, a tool platen, and a bending device comprising selectively deployable bending tools at least one of which is provided on one side of the platen and at least one other tool is provided on the opposite side of the tool platen. Each bending tool includes at least one bending swage and at least one thrust member, the swage and thrust member being power driven in the transverse direction of the workpiece between an operating and idle position. The bending swage is positioned along a bending axis that extends in the transverse direction of the workpiece. The operating position of at least one thrust member on one side of the tool platen is coordinated with the idle position of at least one thrust member on the other side of the tool platen, whereby, the workpiece on the active bending tool, when effectively impacted in the transverse direction of the workpiece, can be bent around the bending swage by means of at least one thrust member in its operating position. At least one thrust member on

one side and at least one thrust member on the other side of the tool platen are coupled and jointly driven for their movement in the transverse direction of the workpiece, whereby, as the thrust member on one side of the tool platen is moved in the transverse direction into its operating position, the associated thrust member on the other side of the tool platen can be moved the opposite way in the transverse direction of the workpiece.

Preferably, the mutually associated thrust members are capable of moving in opposite ways in the transverse direction of the workpiece. Clamping jaws are provided, at least one of which is positioned on one side of the tool platen and at least another one of which is positioned on the other side of the tool platen. The clamping jaws are mounted on a swivel arm that can be swiveled around the bending axis, to clamp the workpiece on the active bending tool between the bending swage. At least one clamping jaw in its operating position forces the workpiece against the bending swage, whereby the clamped workpiece can be bent around the bending swage as the swivel arm with the clamping jaws is swiveled.

The bending tool includes mutually associated thrust members capable of moving in opposite ways in the transverse direction of the workpiece and slide rails. At least one of the side rails is positioned on one side of the tool platen and at least another one of the side rails which is positioned on the other side of the tool platen. The thrust members and side rails, as viewed in the longitudinal direction of the workpiece are situated on the far side of the bend to be produced relative to the clamping jaws of the respective bending tools. As the workpiece is bent on the active bending tool around the bending swage, the workpiece is buttressed in the transverse direction of the workpiece by means of at least one slide rail that is in its operating position in the transverse direction of the workpiece.

Desirably, the bending tools are provided on both sides of the tool platen with thrust members each in the form of at least one clamping jaw and at least one slide rail. At least one clamping jaw on one side of tool platen and at least one clamping jaw on the other side of the tool platen are drivingly coupled for movement in the transverse direction of the workpiece and can be moved in the opposite direction. As the workpiece is being bent, at least one of the slide rails of the active bending tool, when in its operating position, can be moved in power-driven fashion in the longitudinal direction of and jointly with the workpiece.

In one form of the invention, is buttressed by means of at least one slide rail that is in its operating position in the transverse direction of the workpiece. At least one slide rail of the active bending tool, when in its operating position in the transverse direction of the workpiece, can be power driven in the longitudinal direction of and jointly with the workpiece as the workpiece is being bent. The slide rails are drivingly coupled to at least one idle slide rail of a bending tool on the opposite side of the tool platen for movement in the longitudinal direction of the workpiece.

As indicated in claim 1, the design per this invention employs thrust members on both sides of the tool platen which for their joint travel in the transverse direction of the workpiece are coupled and moved by a common drive. Accordingly, at least one thrust member on one side of the tool platen is moved in the transverse direction of the workpiece jointly with at least one thrust member on the other side of the tool platen. By virtue of this configurational concept it is possible to use the same drive components for moving thrust members which on the two sides of the tool platen are in different positions, i.e. respectively in an operating and in an idle position. The result is a structurally simple drive configuration notwithstanding the

different positions of the thrust members on the two sides of the tool platen. Significantly, the multi-purpose utilization of one and the same set of drive elements makes for a small bulk of the overall drive system. That in turn

-5- permits the positioning of the thrust- member drive immediately next to the bending tools. The result is a short, low- mass drive train. In that context, the advantages of the coupling of the slide- rail drives on the two sides of the tool platen for their joint movement in the longitudinal direction of the workpiece, described in patent claim 8, will be evident. As specified in claim 8, while in bending machines according to this invention the slide rails on both sides of the tool platen can be moved in the transverse direction of the workpiece and thus into different positions, the movement of these slide rails in the longitudinal direction of the workpiece is driven in coupled fashion.

According to patent claim 1, optimal operational reliability even with this advantageous drive configuration is ensured by the opposite movement of the jointly driven thrust members in the transverse direction of the workpiece. This feature makes it possible to move the respective thrust members on both sides of the tool platen in the transverse direction of the workpiece into setpoint positions without requiring any particular mutual adjustment of the thrust members. For example, when a thrust member on an active bending tool is moved into its operating position where it strikes the workpiece that is to be bent, the associated thrust member(s) on the opposite side of the tool platen will necessarily be moved the opposite way and thus into an area away from that in which the bending tool concerned lines up with the workpiece, thus eliminating any threat

-6- of a collision with an obstruction of one kind or another. The movement in opposite directions as provided for by this invention is of particular significance in the case of clamping jaws that clamp workpieces on the bending swage for the bending process. If in contrast to this invention such clamping jaws, positioned on both sides of the tool platen, were to travel in the same transverse direction of the workpiece, it would be possible, even before the clamping jaw of the active bending tool reaches its operating position, for the idle clamping jaw on the opposite side of the tool platen to collide with the associated bending swage. With a coupled drive and movement of the clamping jaws, the clamping jaw that is to be deployed for the bending process would be prevented from reaching its operating position. This danger would exist especially in cases where the bending swages provided on mutually opposite sides of the tool platen have different bending radii. Malfunctions of this type and corresponding downtimes could be avoided only by complex measures for the mutual adjustment of the clamping jaws positioned on both sides of the tool platen in the transverse direction of the workpiece.

As is evident from patent claim 8, bending machines designed ~~per~~ in accordance with this invention achieve the necessary operational reliability in combination with a simple drive configuration by virtue of the fact that at least one of the slide rails of the active bending tool, when in its

~~7~~-operating position in the transverse direction of the workpiece, is driven in the longitudinal direction of the workpiece jointly with the latter as that is being bent. In this fashion for instance a relative movement between the slide rail and the workpiece, potentially compromising the result of the bending process, can be minimized or altogether prevented. At the same time at least one slide rail on the side of the tool platen opposite the active bending tool will be in its idle position, meaning a position, as viewed in the transverse direction of the workpiece, in which any collision especially with the associated bending swage is rendered impossible.

~~Special design versions of the invention per patent claims 1 and 8 are described in the subclaims 2 to 7 and 9 to 20.~~

Claims 2 and 3 pertain to the use of the novel concept ~~per~~of claim 1 in bending machines employing thrust members in the form of clamping jaws and/or slide rails. The particular advantages of implementing this invention with jointly driven clamping jaws moving the opposite way have already been explained above.

The novel design concept described in patent claim 4 combines the advantages of a coupled drive of clamping jaws on both sides of the tool platen and the opposite direction of travel of these clamping jaws in the transverse direction of the workpiece with the advantages of slide rails power- driven in the longitudinal direction of the workpiece.

Patent claim 5 describes bending machines ~~per claim 4~~ in which slide rails on both sides of the tool platen are coupled to be jointly driven in the longitudinal direction of the workpiece. The advantages of such a coupled drive system have been explained above in connection with claim 8.

In another preferred variation of the invention per claim 1, the slide rails that are coupled for joint travel in the longitudinal direction of the workpiece can move in parallel on both sides of the tool platen in the longitudinal direction of the workpiece (claim 6). This ensures that, viewed in the longitudinal direction of the workpiece, the respectively associated slide rails of the active and the inactive bending tool will always be in the proper position relative to each other. All of the slide rails concerned will be either in the forward position or in the retracted position. When in the longitudinal direction of the workpiece the slide rail on the active bending tool is in its retracted home position, the

~~9~~ associated slide rail on the inactive bending tool cannot be in a forward position in which it would interfere with the swivel movement of the bending arm around the bending axis for processing the workpiece.

Particular advantages in implementing the novel basic concept per patent claim 1 are also offered by the machine design version described in claim 7. Bending machines of that type feature bending tools or bending swages on both sides of the tool platen with different bending radii. Associated with each such bending swage as an additional bending-tool component are at least one clamping jaw and at least one slide rail. The slide rail of the active bending tool, when in its operating position on the workpiece to be bent, will travel with the bent workpiece in the longitudinal direction of the latter. This slide rail is jointly driven with at least one slide rail of an inactive bending tool on the opposite side of the tool platen. As a result of this coupled drive system the inactive slide rail moves synchronously with the slide rail that is in the operating position in the longitudinal direction of the workpiece. Both the slide rail of the active bending tool and the slide rail of the inactive bending tool follow the movement of the associated clamping jaw or jaws. The clamping jaws of the active bending tool and the clamping jaws of the inactive bending tool are positioned on one and the same swivel arm so that, as the workpiece is being

~~10~~-bent, they jointly swivel around the bending axis. Because of the different bending radii of the bending tools positioned on the two sides of the tool platen, the circular arc described by the clamping jaws as they rotate around the bending axis in their workpiece- processing operating position will exhibit different radii as well. The speed at which the slide rail travels in its operating position in the longitudinal direction of the workpiece matches the speed of the associated clamping jaw that bears down on the workpiece being processed. Especially in the initial phase of the bending operation the slide rail follows the leading clamping jaw as closely as possible in the longitudinal direction of the workpiece.

When a workpiece is bent by the bending tool with a larger bending radius, the corresponding clamping jaw will swivel around the bending axis along a travel path with a relatively large radius. Correspondingly, viewed from the angle of rotation, the clamping jaw travels over a relatively large circular distance and the associated slide rail moves at a relatively high speed in the longitudinal direction of the workpiece. It is only at an appropriately high speed that in the initial phase of the bending process the slide rail can follow the clamping jaw at a consistently short distance.

In the simplest form of the coupled drive of the slide rails on both sides of the tool platen the speed of the slide rail of the inactive bending tool with a relatively small bending radius is quantitatively identical to the speed of the slide rail of the active bending tool with a larger bending radius, meaning that the slide rail of the bending tool with the smaller bending radius as well will travel at a relatively high speed in the longitudinal direction of the workpiece. If the clamping jaw of the inactive bending tool with the smaller bending radius is positioned close to the associated bending swage, it will travel around the bending axis along an arc with a relatively small radius during the bending process in which the active bending tool is engaged, and thus over a relatively short circular path. At the same time it is followed by the associated slide rail, but at a relatively high speed adapted to the conditions at the active bending tool with a larger bending radius. Consequently, in the case of the bending tool with a smaller bending radius a collision between slide rail and clamping jaw would be possible.

According to the invention, any such collision is prevented by virtue of the opposite movement of the slide rails and/or clamping jaws of the bending tools situated on both sides of the tool platen. This movement in opposite directions ensures that, as the slide rail of the active bending tool and/or the clamping jaw of the active bending tool is

~~12~~ shifted into its operating position, the slide rail and/or the clamping jaw on the inactive bending tool with the smaller bending radius is/are moved far enough to a point where, during the bending process in which the swivel arm is rotated with the clamping jaws of the bending tools on both sides, a collision between the slide rail and the clamping jaw on the inactive bending tool with the small bending radius is avoided. To that effect it is merely necessary to move the slide rail on the inactive bending tool in the transverse direction of the workpiece and thus into a position in which it can "pass" the associated clamping jaw during the bending process. It would be equally possible to simply move the clamping jaw of the inactive bending tool with the small bending radius far enough away from the bending axis so that in the ensuing bending process it travels along a path with a large radius and thus at a speed at which the trailing slide rail cannot "catch up" with it. The preferred solution according to this invention is for the slide rail or rails as well as the clamping jaw or jaws of the inactive bending tool to travel in the opposite direction of the movement of the active bending tool.

Patent claims 9 to 11 cover variations of the novel bending machine per claim 8, offering the same advantages as described above.

The novel design variation according to patent claim 12 reflects a particularly extensive simplification of the drive systems provided for the bending tools of the machine. The slide rails on both sides of the tool platen are jointly driven for their travel both in the transverse and in the longitudinal direction of the workpiece. A coupled drive is also provided for moving the clamping jaws on both sides of the tool platen in the transverse direction of the workpiece.

In a preferred configuration of the design per this invention, the coupled drive for thrust members such as clamping jaws and/or slide rails for movement in the transverse direction of the workpiece is provided by means of at least one joint cross feed motor (patent claim 13).

Correspondingly, another preferred design version of the bending machines perof this invention is equipped with at least one common longitudinal drive motor for the coupled movement of the slide rails in the longitudinal direction of the workpiece. In the design version perof claim 13 as well as in the design version perof claim 14, particular emphasis is placed on small-profile, yet powerful electric motors.

The design version ~~perof~~ patent claim 15 utilizes the joint-drive feature as well as the mutually opposite direction of travel of the thrust members on both sides of the tool platen for movement in the transverse direction of the workpiece for the structurally simple drive-train damping of the thrust members. As specified in that claim, only two damping devices are needed for the damping of two drive trains, each in two directions of travel of the drive elements or thrust members.

As described in patent claim 16, the damping of thrust- member drive trains in bending machines according to the invention with double- movement, opposite- travel drive elements is accomplished by means of spindles and/or spindle nuts of spindle drives that move the thrust members in the transverse direction of the workpiece. Given their rugged design and operational reliability as well as their positional accuracy these spindle drives lend themselves well to the function of driving thrust members per this invention.

Patent claim 17 describes a preferred drive configuration ~~perof~~ this invention for the joint movement of slide rails on both sides of the tool platen in the longitudinal direction of the workpiece. The drive system, based on a three-link concept, combines high operational reliability with a relatively simple structural design. The joint longitudinal drive motor for the

mutually associated slide rails on both sides of the tool platen is supported on a "floating" mount.

Patent claim 20 describes a particularly practical implementation of the floating mount for the joint longitudinal drive motor. Claims 18 and 19 cover additional preferred design features of the novel longitudinal drive for slide rails on both sides of the tool platen.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

The following will explain this invention in more detail with the aid of schematic illustrations of an implementation example, in which—:

~~Fig. Figure 1~~ is a perspective ~~general~~ view of a bending machine embodying the present invention for the bending of pipes;

~~Fig. Figure 2~~ is a ~~section~~sectional view ~~alongin~~ the plane indicated by the line II-II in

~~fig. Figure 1;~~

~~Fig. Figure 3~~ is a ~~section~~sectional view ~~alongin~~ the plane indicated by the line III-III in

~~fig. Figure 1;~~

~~Fig. 4~~ shows Figure 4 is a fragmentary plan view of the bending device of the bending machine per fig. of Figure 1 as viewed in the direction of the arrow IV in

~~fig. Figure 1;~~

~~Fig. Figures 5a, and 5b~~ are schematic illustrations showing the bending of pipes by means of the bending device of the bending machine ~~per fig. of Figure 1~~;

~~Fig. Figures 6a, and 6b~~ are schematic illustrations corresponding to ~~fig. Figures 5a, and 5b~~ but with modified motion control of the bending tools of the bending device;

~~Fig. Figure 7~~ is a perspective ~~depiction~~view in the direction of the machine frame of a bending device, in a variation from the preceding figures, for the bending machine according to ~~fig. Figure 1~~, at the beginning of a bending process;

~~Fig. Figure 8~~ shows the bending device ~~per fig. of Figure 7~~ in a perspective view from the rear of the machine frame;

~~Fig. 9, Figures 9 and 10~~ show the bending device ~~per fig. 7, of Figures 7 and 8~~ upon completion of a bending operation;

~~Fig. Figure 11~~ is a vertical top view of the rear of the bending device ~~per fig. of Figures 7 and 8~~; and

~~Fig. Figure 12~~ shows the bending device per ~~fig. of Figures 7 through 11~~ in an operating state different from that depicted in ~~fig. Figure 11~~.

DETAILED DESCRIPTION OF THE ILLUSTRATED EMBODIMENTS

As shown in ~~fig. Figure 1~~, a bending machine 1 for the bending of pipes includes a machine frame 2 on whose top surface a pipe feed carriage 3 can be moved in the longitudinal direction of the pipe and whose forward end 4 supports a bending device 5.

Attached to the pipe feed carriage 3 is a collet chuck 6 that serves to hold the far end, away from the bending device 5, of pipes ~~in process~~being processed. In conventional fashion, the pipe feed carriage 3 with the collet chuck 6 permits translational movement of the pipes relative to the bending device 5 both in the longitudinal direction of the pipe and around the axis of the pipe. To avoid complexity, ~~fig. Figure 1~~ does not show a pipe in the bending process.

The bending device 5 is mounted, rotatable around an axis of rotation 7, on a support arm 8. The support arm 8 is itself rotatable around a swivel axis 9 relative to the machine frame 2. Bending tools 10, 11 are positioned on mutually opposite sides of a tool platen 12 of the bending device 5. Depending on the rotational position of the bending device 5 relative to the axis of rotation 7 either the bending tool 10 or the bending tool 11 can be ~~activated~~actuated for workpiece processing. Correspondingly, the bending machine 1 offers the

~~-18-~~ability to produce right or left bends. Apart from the conditions illustrated it is also possible to use multilevel bending tools.

The bending tool 10 encompasses the usual bending swage 13, a clamping jaw 14 as well as a slide rail 15. Similarly, the components of the bending tool 11 include a bending swage 16, a clamping jaw 17 and a slide rail 18. The diameter of the bending swage 13 and thus its bending radius is greater than the diameter and the bending radius of the bending swage 16. Both bending swages 13, 16 can rotate around a common bending axis 19.

Pivotable around the bending axis 19 is a swivel arm 20 of the tool platen 12, guiding in the radial direction of the bending axis 19 the clamping jaw 14 on one side of the bending tool 10 and on the opposite side the clamping jaw 17 of the bending tool 11.

Supports 22, 23 ~~offor~~ the slide rails 15, 18 are provided on a segment 21 of the tool platen 12, which is stationary in relation to the bending axis 19, ~~in such fashion so~~ as to be translationally movable in the transverse direction of the workpiece. Fig.

Figure 2 shows these supports 22, 23 in detail. The respective direction of travel of the supports 22, 23 and thus of the slide rails 15, 18 in the transverse direction of the pipe being processed is indicated by the double

~~19~~ arrow 24 in ~~fig-~~Figure 2. When in that direction the supports 22, 23 are stationary, the slide rails 15, 18 can be moved in the longitudinal direction of the pipe (double arrow 25 in ~~fig-~~Figure 1).

As shown in ~~fig-~~Figure 2, the supports 22, 23 with the slide rails 15, 18 are driven in the direction of the double arrow 24, i.e., in the transverse direction of the workpiece, by a common cross feed motor 26, which in the example illustrated is an electric motor. In view of its small physical size, this cross feed motor 26 can be easily accommodated in segment 21 of the tool platen 12. Mounted on ~~a~~the drive shaft 27 of the cross feed motor 26 is a pinion 28 that meshes with ~~parallel-axis~~the pinions 29, ~~30, 30,~~all rotatable about parallel axes. The pinion 29 connects to a spindle 31, the pinion 30 to a spindle 32, both in rotationally fixed fashion. Together with a spindle nut 33 the spindle 31 constitutes a spindle drive 34 while together with a spindle nut 35 the spindle 32 constitutes a spindle drive 36.

The spindle nut 33 connects to the support 22 and the slide rail 15, the spindle nut 35 to the support 23 and the slide rail 18, both in motional fashion. These connections are established ~~via~~by support-side dogs 37, 38. In one of their directions of travel, i.e. in one of the directions indicated by the double arrow 24, the spindle nuts 33, 35 are buttressed against the support-side dogs 37, 38, by way of damping elements 39, 40 and slides

~~20~~43, 44 of the damping systems 41, 42. A gap 45 or, respectively, 46 keeps the spindle nuts 33, 35 at a distance from the support-side dogs 37, 38. The slides 43, 44 can be moved in the axial direction of the spindles 31, 32, and thus in the direction of the support-side dogs 37, 38, against an elastic retractive force exerted by the damping elements 39, 40.

Given the drive configuration as implemented, actuation of the common cross feed motor 26 will move the supports 22, 23 along with the attached slide rails 15, 18 simultaneously and oppositely ~~in an opposite sense along~~ the transverse direction of the workpiece. When, for example, the slide rail 15 assumes its operating position shown in ~~fig.~~Figure 2, in which it supports the object pipe in the usual radial direction during the bending process, the slide rail 18 on the opposite side of the tool platen 12 is moved into a position away from the pipe being processed. A similar situation exists when, instead of the bending tool ~~40~~10, the bending tool 11 is ~~activated~~actuated for the workpiece processing and to that effect the slide rail 18 is transferred along the transverse direction of the workpiece into its operating position next to the workpiece.

The damping devices 41, 42 serve to protect the drive trains of the supports 22, 23 in the event of an overload.

Whenever the support 22, and with it the slide rail 15, moves along the transverse direction of the workpiece into its end position next to the workpiece, the support- side dog 37, with its right-hand side ~~seen in fig-~~Figure 2, will make contact opposite its direction of travel with the surface of the drive housing situated on the tool platen 12. If the cross feed motor 26 nevertheless continues to run, moving the spindle nut 33 in the longitudinal direction of the spindle 31, the gap 45 in front of the spindle nut 33 will close ~~up to where~~until the spindle nut 33 ~~butts against~~butts the side of the support- side dog 37 facing it. The support- side dog 37 thus acts as an end stop for the spindle nut 33. The impact of the spindle nut 33 on that end stop is attenuated by the damping device 41, since the closing of the gap 45 by the spindle nut 33 takes place against the action of the damping element 39 that is compressed by the spindle nut 33 through the repositioning of the slide 43.

At the same time the damping device 41 doubles as an overload protection when the support 23 and the slide rail 18 travel to their end position away from the workpiece. As a result of the coupled drive of the spindle nuts 33, 35, any overload-related bumping of the spindle nut 35, motionally connected with the support 23 and the slide rail 18, against the end stop located on its left side ~~as seen in fig-~~Figure 2 and constituted of a bearing ~~ø~~for the spindle 32 will

~~22~~ close the gap 45 between the spindle nut 33 and the support-side dog 37. Due to the attenuating connection between the spindle nuts 33 and ~~35~~ 35, the impact of the spindle nut 35 on its left-hand end stop in ~~fig.~~ Figure 2 is equally absorbed without requiring a separate damping device between the spindle nut 35 and its left-hand end stop. It follows that the damping device 42 serves to provide overload protection for both the movement of the support 23 and the slide rail 18 into the right-hand end position in ~~fig.~~ Figure 2 and the movement of the support 22 and the slide rail 15 into the left-hand end position as seen in fig. Figure 2.

In addition, the damping devices 41, 42 perform their function when the slide rails 15, 18, moving from their idle position away from the workpiece into their operating position next to the workpiece, accidentally encounter an obstruction in the transverse direction of the workpiece. Blockage of the slide rail 15 causes the damping device 41 to respond. Obstruction of the slide rail 18 brings the damping device 42 into action.

~~Fig.~~ Figure 2 also shows the spindles 47, 48 by means of which the slide rails 15, 18 can be moved in the same direction along the longitudinal direction of the workpiece when the supports 22, 23 are stationary in the longitudinal direction of the workpiece. Such longitudinal travel along the slide rail 15, 18 in ~~its~~ the operating position along the transverse

~~-23~~direction of the workpiece will serve for instance to prevent relative movement between the slide rails 15, 18 and the object workpiece during the processing of the workpiece. The joint- drive coupling of the inactive and the active slide rails 15, 18 makes it possible to move the two slide rails 15, 18, by means of a simple drive configuration and especially with a single common longitudinal drive motor, in the longitudinal direction of the workpiece. Coupled slide rails 15, 18 jointly driven in the longitudinal direction of the workpiece do not necessarily require a design as ~~per fig.~~shown in Figure 2 where the supports 22, 23 and the slide rails 15, 18 must also be coupled and movable in opposite directions along the transverse direction of the workpiece.

~~Fig.~~Figure 3 is a ~~section~~sectional view of the swivel arm 20 with attached clamping jaws 14, 17 that are guided in the radial direction of the bending axis 19. The clamping jaw 14 is in its operating position in the transverse direction of the workpiece in which it presses the object pipe (not shown) against the associated bending swage 13. The clamping jaw 17 has moved into a position in which it is relatively far from the associated bending swage 16. In the same way as the slide rails 15, 18, the clamping jaws 14, 17 are jointly driven in the transverse direction of the workpiece and can be moved in opposite directions. The drive provided for this purpose is configured in similar fashion as the cross feed drive of

-24-the supports 22, 23 and the slide rails 15, 18.

Specifically, it employs a common electric cross feed motor 49 that drives the clamping jaw 14 ~~viaby~~ a spindle drive 50 with spindle 51 and spindle nut 52, and the clamping jaw 17 ~~viaby~~ the spindle drive 53 with spindle 54 and spindle nut 55, both in the transverse direction of the workpiece. Located between the spindle nut 52 and a clamping jaw dog 56 is a damping device 57 with damping element 58 and slide 59. In corresponding fashion, a damping device 60 with damping element 61 and slide 62 operates between the spindle nut 55 and a clamping jaw dog 63 motionally connected to the clamping jaw 17. In a manner analogous to the damping devices 41, 42, each damping device 57, 60 provides overload protection in the movement of the clamping jaws 14, 17 in a direction perpendicular to the bending axis 19.

~~Fig.~~ Figure 4 is a top plan view showing the conditions at the forward end 4 of the machine frame of the bending machine. Specifically identifiable are, in particular, the collet chuck 6 that holds the far end, relative to the bending tool, of the object pipe being processed, as well as the bending tool 10 with the tool components described in detail further above.

A comparison between the ~~figures~~Figures 5a, and 5b and ~~figures~~Figures 6a, and 6b, respectively, clearly underscores the advantages of the kinematics of the clamping jaws 14, 17 and the slide rails 15, 18 in the bending machine 1.

~~Fig. Figures~~ 5a, and 5b schematically illustrate, in a top view of the bending device 5, the conditions actually implemented in the bending machine 1. The bending tool 10 with bending swage 13, clamping jaw 14 and slide rail 15 is ~~activated~~actuated for the processing and is represented by the solid lines while the bending tool 11 with bending swage 16, clamping jaw 17 and slide rail 18 remains inactive and is represented by the dotted lines.

In ~~fig. Figure~~ 5a the clamping jaw 14 on the bending swage 13 and the slide rail 15 are in their operational positions. To assume these positions the clamping jaw 14 and the slide rail 15 have been moved out of their idle position on the right as seen in fig. Figure 5a along the transverse direction of the workpiece. The movement of the clamping jaw 14 and the slide rail 15 into their operating position resulted in a concomitant opposite movement of the clamping jaw 17 and the slide rail 18 of the bending tool 11 into the illustrated idle position retracted from the workpiece.

In the illustrated operating position the clamping jaw 14 presses the object pipe against the bending swage 13. Consequently, the pipe is clamped tight between the bending swage 13 and the clamping jaw 14. The slide rail 15 ~~butts against~~abuts the workpiece and braces it against a rightward movement as seen in fig. Figure 5a.

To produce the desired bend, the swivel arm 20 with the clamping jaws 14, 17 is rotated in conventional fashion around the bending axis 19. This is accompanied by a rotational movement of the bending swages 13, 16 around the bending axis 19. In the process, the pipe, clamped between the bending swage 13 and the clamping jaw 14, is bent in the bending tool, ~~activated~~actuated for the processing of the workpiece, around the bending swage 13. The clamping jaw 14 traveling around the bending axis 19 is followed by the slide rail 15 jointly with the unbent part of the workpiece along a straight-line path in the longitudinal direction of the workpiece, i.e., in the downward direction of the double arrow 25.

On the inactive bending tool 11, the bending swage 16 rotates jointly with the bending swage 13 of the bending tool 10 around the bending axis 19. The clamping jaw 17 of the bending tool 11, together with the clamping jaw 14 of the bending tool 10, swivels around the bending axis 19. Because of the joint-drive coupling, the slide rail 18 of the bending tool 11 moves in the same direction with the slide rail 15 along the longitudinal direction of the workpiece. In the process, the speed of the slide rail 18 in the longitudinal direction of the workpiece matches the speed of the slide rail 15. For an optimized processing result, the slide rail 15 must closely follow the clamping jaw 14 of the active bending tool 10.

~~Fig.~~ Figure 5b shows the conditions when the workpiece is bent at an angle α . The slide rail 15 of the bending tool 10 is still in close proximity to the associated clamping jaw 14.

However, the distance between the clamping jaw 17 and the slide rail 18 of the bending tool 11 has increased. This is due to the fact that the clamping jaw 17 moves around the bending axis 19 with a larger radius than the clamping jaw 14, thus traveling a greater circular distance than the clamping jaw 14 while at the same time the slide rails 15, 18 are moving at a matching speed. Notwithstanding the coupled drive of the slide rails 15, 18 in their movement along the longitudinal direction of the workpiece and notwithstanding the reduced bending radius on the bending swage 16 relative to the bending radius on the bending swage 13, collisions between the clamping jaw 17 and the slide rail 18 of the currently idle bending tool 11 are thus prevented.

The situation would be different if the kinematics of the bending-tool components depicted in ~~fig.~~ Figures 6a, and 6b were not implemented in the bending machine 1.

The positions of the clamping jaw 14 and of the slide rail 15 in ~~fig.~~ Figure 6a are identical to the positions of these bending-tool components in ~~fig.~~ Figure 5a. In ~~fig.~~ Figure 6a the clamping jaw 17 and the slide rail 18 have been moved into an idle position along the transverse direction of

the workpiece but not in the opposite direction of the clamping jaw 14 and the slide rail 15, in which idle position the clamping jaw 17 would be radially located outside the clamping jaw 14 in relation to the bending axis 19. Instead, the clamping jaw 17 and the slide rail 18 of the inactive bending tool 11 are themselves in their operating positions in the transverse direction of the workpiece.

As the bending tool 10 bends the object pipe, the clamping jaw 17 on the bending swage 16 with a smaller diameter than the bending swage 13 moves around the bending axis 19 along a circular path whose radius is significantly smaller than the radius of the path followed by the clamping jaw 14. Consequently, the clamping jaw 17 travels a shorter circular distance than the clamping jaw 14. Yet at the same time, the slide rail 18 trailing the clamping jaw 17 moves at the same speed at which the slide rail 15 trails its associated clamping jaw 14. The slide rail 18 will therefore try to pass the clamping jaw 17, causing it to “rear-end” the clamping jaw 17. That collision is illustrated in ~~fig-~~Figure 6b by the overthrust between the clamping jaw 17 and the slide rail 18.

Figures 7 to 12 show a bending device 105 that differs from the bending device 5 described earlier by the design of the bending tools it employs. Specifically, the bending

tools 110, 111 provided on a tool platen 112 of the bending device 105 are in the form of multilevel bending tools each of which comprises two individual tools. There are thus four individual tools with four different bending radii.

The bending tool 110 comprises along a bending axis 119 the stacked bending swages 113, 164. The bending tool 111 correspondingly encompasses the bending swages 116, 165. As additional tool components associated with the bending swages 113, 164, clamping jaws 114, 166 and slide rails 115, 167 are provided. The bending tool 111 includes the clamping jaws 117, 168 and slide rails 118, 169 in addition to the bending swages 116, 165. Appropriate positioning relative to the machine frame 2 of the bending machine 1 allows the selective deployment of one of the bending swages 113, 116, 164, 165 with the respectively associated bending tool components for the processing of a pipe, ~~the latter~~which is not shown to avoid complexity of illustration.

In ~~fig.~~Figures 7 and 8 the bending device 105 is shown in its ready state for commencing a pipe-bending process. For that process the bending swage 113, clamping jaw 114 and slide rail 115 are ~~activated~~actuated. Accordingly, the clamping jaw 114 is in its operating position in the transverse direction of the workpiece, in which position it forces the object pipe against the

~~30~~-bending swage 113. The slide rail 115 on its part is in its operating position next to the workpiece in the transverse direction of the workpiece.

The clamping jaw 166 is ~~motionally~~movably interconnected with the clamping jaw 114. In corresponding fashion the slide rails 115, 167 constitute a jointly moving unit. Accordingly, in the same manner as the clamping jaw 114 and the slide rail 115, the clamping jaw 166 and the slide rail 167 occupy a position next to the workpiece.

The clamping jaws 117, 168 of the bending tool 111 are coupled and jointly driven with the clamping jaws 114, 166 and are shifted in opposite directions along the transverse direction of the workpiece. Correspondingly, the slide rails 118, 169 of the bending tool 111 are jointly driven with the slide rails 115, 167 of the bending tool 110 in the transverse direction of and into a position at a distance from the workpiece. The drive coupling and mutually opposite travel of the respectively associated bending tool components on both sides of the tool platen 112 is accomplished by means of cross feed motors accommodated inside a swivel arm 120 and a stationary segment 121 of the tool platen 112 and corresponding in design and functionality to the cross feed motors 26, 49 ~~per figures~~as shown in Figures 2 and 3.

For processing the object pipe using the bending swage 113, clamping jaw 114 and slide rail 115 of the bending tool 110 under the conditions depicted in ~~figures 7,~~Figures 7 and 8, the swivel

~~34-~~ arm 120 is moved around the bending axis 119 and into the position shown in ~~fig. 9, Figures 9 and~~ 10. In the process the pipe, clamped in place by the bending swage 113 and the clamping jaw 114, is bent around the bending swage 113. The pipe is laterally supported by the slide rail 115.

Linked with the movement of the swivel arm 120 with clamping jaw 114 and bending swage 113 around the bending axis 119 is a movement of the unit composed of slide rail 115 and slide rail 167 in the longitudinal direction of the workpiece (double arrow 170). This prevents any relative movement between the pipe that is pulled around the bending swage 113 and the slide rail 115, and thus any damage to the outer wall of the pipe as a result of such relative movement. In its travel in the longitudinal direction of the workpiece the assembly consisting of slide rail 115 and slide rail 167 is ~~drive-~~drivably coupled with the assembly consisting of slide rail 118 and slide rail 169 on the opposite side of the tool platen 112.

Because of the coupled drive, the slide rail assemblies on both sides of the tool platen 112 move in the same longitudinal direction of the pipe being processed. The slide rail assemblies will have reached their end positions in the longitudinal direction of the workpiece when the bending device 105 is in the operating state depicted in ~~fig. 9, Figures 9 and~~ 10.

The slide rails 115, 167 and, respectively, the slide rails 118, 169 are coupled and jointly driven by means of a common longitudinal drive motor 171, an electric motor in the example illustrated in ~~fig.~~ Figures 8 and 10. The longitudinal drive motor 171 is mounted on the tool platen 112 ~~via~~ by a three-link attachment 172. The three-link attachment 172 includes a long rocker 173 and a short rocker 174. On the slide- rail side the long rocker 173 is ~~pivot-~~ pivotably mounted on a swivel pin 175, and the short rocker 174 is pivotably mounted on a swivel pin 176. At their far ends spaced from the swivel pins 175, ~~476~~ 176, the long rocker 173 and the short rocker 174 are connected with each other in articulated fashion. A common linkage axle 177 of the long rocker 173 and the short rocker 174 extends parallel to the swivel pins 175, 176 and coincides with the geometric axis of the motor shaft of the longitudinal drive motor 171.

The slide rails 115, 167 are driven in the longitudinal direction of the workpiece by means of a longitudinal feedgear mechanism 178 positioned between the slide rails 115, 167 and the longitudinal drive motor 171. The mechanism encompasses a spindle drive 179 and a belt drive 180. The spindle drive 179 on its part includes a spindle nut 181 rotatably mounted on a support 122 for the slide rails 115, 167, as well as a gear spindle 182

-33-interacting with the latter. The axis of rotation of the spindle nut 181, the longitudinal axis of the gear spindle 182 and the axis of the swivel pin 175 of the long rocker 173 of the three-link attachment 172 coincide. The spindle nut 181 can be moved, together with the support 122 on which it is mounted, in the transverse direction of the workpiece. Guided on the stationary segment 121 of the tool platen 112, the gear spindle 182 of the spindle drive 179 with the slide rails 115, 167 can be shifted in the longitudinal direction of the workpiece. The combination results in a guide unit for the slide rails 115, 167 resembling a compound cross slide.

To move the gear spindle 182 and the slide rails 115, 167 in the longitudinal direction of the workpiece, the spindle nut 181 must be rotated around its axis. This is accomplished by means of a continuously revolving drive belt 183 of the belt drive 180. The drive belt 183 in turn is driven by the longitudinal drive motor 171 and constitutes a transmissive connection between the longitudinal drive motor 171 and the spindle nut 181 that serves as a feedgear element on the slide- rail side. By means of the long rocker ~~173~~173, the drive belt 183 can be swiveled around the swivel pin 175.

Corresponding to the slide rails 115, 167, the slide rails 118, 169 on the opposite side of the tool platen 112 are moved in the longitudinal direction of the workpiece. A longitudinal feedgear mechanism 184 encompasses a spindle drive 185 as well as a belt drive 186.

A spindle nut 187 of the spindle drive 185 is mounted on a support 123 that can move in the transverse direction of the workpiece and functions in coordination with a gear spindle 188 which together with the slide rails 118, 169 can move in the longitudinal direction of the workpiece. A drive belt 189 of the belt drive 186 establishes a transmissive connection between the longitudinal drive motor 171 and the spindle drive 185 and can be swiveled with the short rocker 174 around the swivel pin 176. The spindle nut 187 constitutes a feedgear element on the slide- rail side.

The three-link mount design for the longitudinal drive motor 171 and for the longitudinal feedgear mechanisms 178, 184 makes it possible to move the slide rails 115, 167 on one side and the slide rails 118, 169 on the other side in the longitudinal direction of the workpiece, despite their movability in the transverse direction of the workpiece, by means of a single drive motor, that being the common longitudinal drive motor 171.

As a function of the positions of the slide rails 115, 167 and the slide rails 118, 169 in the transverse direction of the workpiece, there will be varying ~~Vee~~V-angles between the long rocker 173 and the short rocker 174 of the three-link attachment 172 as well as mutually deviating positions of the "floating" mount of the longitudinal drive motor 171. Examples ~~hereof~~thereof can be seen in ~~fig-~~Figures 11 and 12.

Given the drive configuration implemented in the example shown, four drive motors on the bending devices 5, 105 suffice for the bending of pipes with different bending radii and in mutually opposite directions. Specifically needed are two cross feed motors, one longitudinal drive motor and one swivel motor. The cross feed motors provide the opposite double motion of the mutually opposite clamping jaws 14, 17; 114, 166; 117, 168 on the tool platens 12, 112, and of the slide rails 15, 18; 115, 167; 118, 169 located on the two sides of the tool platens 12,

112. The longitudinal drive motor moves the slide rails 15, 18; 115, 167; 118, 169 in the same longitudinal direction of the workpiece. Finally, the swivel drive motor serves to perform the swivel motion of the swivel arms 20, 120 around the bending axes 19, 119. All of these drive motors are available in physical sizes that permit their direct installation on the tool platens 12, 112.

Patent Claims

1. ~~Bending machine for the bending of rod-shaped and/or bar-shaped workpieces and especially of pipes, with a bending device (5, 105) that encompasses selectively deployable bending tools (10, 11; 110, 111) of which at least one is provided on one side and at least one on the opposite side of a tool platen (12, 112) and each of which includes at least one bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165) as well as at least one thrust member, which for switching between an operating and an idle position can be power-driven back and forth in the transverse direction of the workpiece, said bending swages (13, 16; 113, 164; 116, 165) being positioned along a bending axis (19, 119) that extends in the transverse direction of the workpiece, with the operating position of at least one thrust member on one side of the tool platen (12, 112) coordinated with the idle position of at least one thrust member on the other side of the tool platen (12, 112) while the workpiece on the active bending tool (10, 11; 110, 111), when effectively impacted in the transverse direction of the workpiece, can be bent around the bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165) by means of at least one thrust member in its operating position, characterized in that at least one thrust~~

CLAIMS

Having thus described the invention, what is claimed is:

1. A bending machine for the bending of rod-shaped and bar-shaped workpieces including:

(a) support for the workpiece;

(b) a tool platen (12, 112); and

member on one side (c) a bending device (5, 105) comprising selectively deployable bending tools (10, 11; 110, 111) at least one of which is provided on one side of said platen and at least one thrust member on the other side of the tool platen (12, 112) are other tool is provided on the opposite side of said tool platen (12, 112), each bending tool including at least one bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165) and at least one thrust member, said swage and thrust member being power driven in the transverse direction of the workpiece between an operating and idle position, said bending swages (13, 16; 113, 164; 116, 165) being positioned along a bending axis (19, 119) that extends in the transverse direction of the workpiece, the operating position of at least one thrust member on one side of the tool platen (12, 112) being coordinated with the idle position of at least one thrust member on the other side of the tool platen (12, 112), whereby, the workpiece on the active bending tool (10, 11; 110, 111), when effectively impacted in the transverse direction of the workpiece, can be bent around the bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165) by means of at least one thrust member in its operating position, said at least one thrust member on one side and at least one thrust member on the other side of the tool platen (12, 112) being coupled and jointly driven for their movement in the transverse

direction of the workpiece, ~~and that~~ whereby, as the thrust member(s) on one side of the tool platen (12, 112) is/~~are~~ moved in the transverse direction into its/~~their~~ operating position, the associated thrust member(s) on the other side of the tool platen (12, 112) can be moved the opposite way in the transverse direction of the workpiece.

2. Bending

2. The bending machine as in claim 1, characterized in that in accordance with Claim
1, wherein, as mutually associated thrust members capable of moving in opposite ways in
the transverse direction of the workpiece, clamping jaws (14, 17; 114, 166; 117, 168) are
provided ~~of which~~, at least one of which is positioned on one side of the tool platen and at
least another one of which is positioned on the other side of the tool platen (12, 112) ~~and~~
~~which are~~, said clamping jaws being mounted on a swivel arm (20, 120) that can be
swiveled around the bending axis (19, 119), ~~that to clamp~~ the workpiece on the active
bending tool (10, 11; 110, 111) ~~can be clamped between it and~~ the bending swage (13, 16;
113, 164; 116, 165) ~~and~~, at least one clamping jaw (14, 17; 114, 166; 117, 168) ~~that is in~~
its operating position forcing the workpiece against the bending swage (13, 16; 113, 164;
116, 165), ~~and, so whereby the~~ clamped, the workpiece can be bent around the bending
swage (13, 16; 113, 164; 116, 165) as the swivel arm (20, 120) with the clamping jaws
(14, 17; 114, 166; 117, 168) is swiveled.

3. Bending

3. The bending machine as in one of the preceding claims, characterized in that,
as in accordance with Claim 1 wherein there are included mutually associated thrust
members capable of moving in opposite ways in the transverse direction of the workpiece,
and slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) are provided of which, at least one is of said
slide rails being positioned on one side of the tool platen and at least one another one of said
slide rails which is positioned on the other side of the tool platen (12, 112), said thrust
members and which side rails, as viewed in the longitudinal direction of the workpiece, are
being situated on the far side of the bend to be produced relative to the clamping jaws (14,
17; 114, 166; 117, 168) of the respective bending tools (10, 11; 110, 111), and
that whereby, as the workpiece is bent on the active bending tool (10, 11; 110, 111) around
the bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165), it can be the workpiece is buttressed in the
transverse direction of the workpiece by means of at least one slide rail (15, 18; 115, 167;
118, 169) that is in its operating position in the transverse direction of the workpiece.

4. Bending 4. The bending machine as in one of the preceding claims, in which in accordance with Claim 3 wherein bending tools (10, 11; 110, 111) are provided on both sides of the tool platen (12, 112) with thrust members each in the form of at least one clamping jaw (14, 17; 114, 166; 117, 168) and at least one slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169), ~~characterized in that~~ at least one clamping jaw (14, 17; 114, 166; 117, 168) on one side of tool platen and at least one clamping jaw (14, 17; 114, 166; 117, 168) on the other side of the tool platen (12, 112) ~~are drive-~~ being drivingly coupled for their movement in the transverse direction of the workpiece and for movement in the opposite direction, whereby, as the workpiece is being bent, at least one of the slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) of the active bending tool (10, 11; 110, 111), when in its operating position, can be moved in power-driven fashion in the longitudinal direction of and jointly with the workpiece.

~~workpiece and can be moved in the opposite direction, and that, as the workpiece is being bent, at least one of the slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) of the active bending tool (10, 11; 110, 111), when in its operating position, can be moved in power-driven fashion in the longitudinal direction of and jointly with the workpiece.~~

5. Bending 5. The bending machine as in one of the preceding claims,
~~characterized in that by means of~~ in accordance with Claim 3 wherein at least one slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169) of the active bending tool (10, 11; 110, 111), when in its operating position in the transverse direction of the workpiece ~~and is~~ movable with the workpiece in the longitudinal direction of the latter, workpiece, and wherein at least one

slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169) of a bending tool (10, 11; 110, 111) on the opposite side of the tool platen (12, 112) is coupled to be jointly driven in the longitudinal direction of the workpiece.

6. Bending

6. The bending machine as in one of the preceding claims, characterized in that in accordance with Claim 5 wherein the slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169), drive are drivingly coupled for joint movement in the longitudinal direction of the workpiece, and can be moved in the same longitudinal direction of the workpiece on both sides of the tool platen (12, 112).

7. ~~Bending~~The bending machine as in one of the preceding claims, characterized in
~~that~~in accordance with Claim 3 wherein on one side of the tool platen (12, 112) at least one
bending tool (10, 11; 110, 111) is provided with a bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165)
featuring a larger bending radius than the bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165) of at
least one bending tool (10, 11; 110, 111) on the opposite side of the tool platen (12, 112),
~~that~~wherein the respectively associated thrust members that can be moved in opposite ways in
the transverse direction of the workpiece are provided in the form of opposite-sense clamping
jaws (14, 17; 114, 166; 117, 168) and/or opposite-sense slide rails (15, 18; 115, 167; 118,
169), ~~that~~wherein, on the active bending tool (10, 11; 110, 111) at least one slide rail (15, 18;
115, 167; 118, 169), occupying its operating position in the transverse direction of the
workpiece, can be power-driven in the longitudinal direction of and together with the
workpiece as the workpiece is being bent, and that this slide rail ~~or these slide rails~~ (15, 18;
115, 167; 118, 169) can be ~~drive-drivingly~~coupled with to at least one slide rail (15, 18; 115,
167; 118, 169) of a bending tool (10, 11; 110, 111) on the opposite side of the tool platen (12,
112) for travel, and permitting parallel movement, in the longitudinal direction of the
workpiece.

6-8. ~~Bending~~ A bending machine along the main concept of claim 1, with thrust members for the bending of rod-shaped and bar-shaped workpieces including:

(a) support for the workpiece;

(b) a tool platen (12, 112); and

(c) a bending device (5, 105) comprising selectively deployable bending tools (10, 11; 110, 111), at least one of which is provided on one side of said platen and at least one other tool is provided on the opposite side of said tool platen (12, 112), each bending tool including at least one bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165) and at least one thrust member in the form of slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169), whereby the workpiece on the active bending tool (10, 11; 110, 111), as it is bent around the bending swage (13, 16; 113, 164; 116, 165), can be buttressed by means of at least one slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169) that is in its operating position in the transverse direction of the workpiece, characterized in that ~~whereby~~ at least one slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169) of the active bending tool (10, 11; 110, 111), when in its operating position in the transverse direction of the workpiece, can be power-driven in the longitudinal direction of and jointly with the workpiece as the workpiece is being bent, and that the said slide rail ~~or rails~~ (15, 18; 115, 167; 118, 169) is/~~are~~ drive- drivingly coupled with ~~to~~ at least one idle slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169) of a bending tool (10, 11; 110, 111) on the opposite side of the tool platen (12, 112) for movement in the longitudinal direction of the workpiece.

9. ~~Bending~~The bending machine as in claim 8, characterized in that in accordance
with Claim 8, wherein the slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169), ~~drive-are drivingly coupled~~
for movement in the longitudinal direction of the workpiece, and can be moved in parallel on
both sides of the tool platen (12, 112) in the longitudinal direction of the workpiece.

10. Bending 10. The bending machine as in claim 8 or 9, characterized in that in accordance with Claim 8 wherein the slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169), drive-are drivingly coupled for movement in the longitudinal direction of the workpiece on both sides of the tool platen (12, 112), and are also drive-drivingly coupled for travel in the transverse direction of the workpiece.

11. Bending 11. The bending machine as in one of the claims 8 to 10, characterized in that in accordance with Claim 8 wherein the slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169), drive-are drivingly coupled for movement in the longitudinal direction of the workpiece on both sides of the tool platen (12, 112), and can be moved in an opposite sense along the transverse direction of the workpiece.

12. Bending

12. The bending machine as in one of the claims 8 to 11, in which in accordance with
Claim 8 wherein bending tools (10, 11; 110, 111) on both sides of the tool platen (12, 112)
each employ thrust members in the form of at least one slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169)
and at least one clamping jaw (14, 17; 114, 166; 117, 168), ~~characterized in that~~ and wherein
slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) on both sides of the tool platen (12, 112) are ~~drive-~~
drivingly coupled for movement in the longitudinal direction of the workpiece and in the
transverse direction of the workpiece, while clamping jaws (14, 17; 114, 166; 117, 168) on
both sides of the tool platen (12, 112) are ~~drive-~~ drivingly coupled for movement in the
transverse direction of the workpiece.

~~13. Bending~~ 13. The bending machine as in accordance with Claim 1 including at least one of the preceding claims, characterized in that~~common cross feed motor (26, 49)~~
provided for the drive-coupled movement of thrust members such as clamping jaws (14, 17; 114, 166; 117, 168) and/or slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) on both sides of the tool platen (12, 112) in the transverse direction of the workpiece-~~at least one common cross feed motor (26, 49) is provided.~~

~~14. Bending~~ 14. The bending machine as in at least one of the preceding claims,
characterized in that~~in accordance with Claim 8 wherein at least common longitudinal drive~~
motor (171) for the drive-coupled movement of slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) on both sides of the tool platen (12, 112) in the longitudinal direction of the workpiece-~~at least one common longitudinal drive motor (171) is provided.~~

15. ~~Bending machine as in at least one of the preceding claims, characterized in that mutually associated thrust members on both sides of the tool platen (12, 112) can be moved in an opposite sense along the transverse direction of the workpiece by means of drive elements that permit opposite sense movement in the transverse direction of the workpiece and are motionally interconnected, that for each of these drive elements end stops are provided which serve in both directions of travel and which backstop the drive elements in the event of delayed movement and especially stoppage of the associated thrust member(s) while the drive elements~~ 15. The bending machine in accordance with Claim 8 wherein mutually associated thrust members on both sides of the tool platen (12, 112) can be moved in an opposite sense along the transverse direction of the workpiece by means of drive elements that permit opposite sense movement in the transverse direction of the workpiece and are motionally interconnected, that for each of these drive elements end stops are provided which serve in both directions of travel and which backstop the drive elements in the event of delayed movement and especially stoppage of the associated thrust member(s) while the drive elements nevertheless continue to move, and that between each drive element and one of its end stops a damping device (41, 42; 57, 58) is provided by means of which the impact of the drive element on the end stop can be attenuated, that in the case of an identical direction of travel of the drive elements functional end stops are attenuated, that when one of the drive elements would strike an unattenuated end stop the respective other drive element moving in the opposite direction will impinge on the end stop that functions in its own direction of travel and is attenuated by means of the damping device (41, 42; 57, 58),

said drive elements that move in opposite directions being connected in attenuation-transferring fashion.

16. Bending 16. The bending machine as in at least one of the preceding claims,
characterized in that in accordance with Claim 15 wherein the opposite- sense drive elements
are provided in the form of spindles (31, 32; 51, 54) and/or spindle nuts (33, 35; 52, 55) of
spindle drives (34, 36; 50, 53) ~~that~~ to move the thrust members in the transverse direction of
the workpiece.

~~17. Bending machine as in at least one of the preceding claims, characterized in that a~~
~~common longitudinal drive motor (171), moving the drive-coupled slide rails (15, 18; 115,~~
~~167; 118, 169) in the longitudinal direction of the workpiece, is drive-connected with the~~
~~slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) on both sides of the tool~~

17. The bending machine in accordance with Claim 14 including a common
longitudinal drive motor (171), moving the drive coupled slide rails (15, 18; 115, 167; 118,
169) in the longitudinal direction of the workpiece, is drive connected with the slide rails
(15, 18; 115, 167; 118, 169) on both sides of the tool platen (12, 112) by way in each case
of a longitudinal feedgear mechanism (178, 184) that encompasses a gear element (181,
187) movable in the transverse direction of the workpiece on the slide-rail side and,
between that element and the longitudinal drive motor (171), a transmissive connection
(183, 189), and that the transmissive connections (183, 189) between the longitudinal drive
motor (171) and the gear elements (181, 187) on the slide- rail side on both sides of the tool
platen (12, 112) are each rotatable with their drive-motor side, jointly with the longitudinal
drive motor (171), around the associated gear element (181, 187) on the slide- rail side

while being mutually connected in articulated fashion on their respective drive- motor side, with the common linkage axle (177) of the transmissive connections (183, 189) on the drive- motor side and the swivel pins (175, 176) of the transmissive connections (183, 189) on the gear elements (181, 187) on the slide- rail side extending parallel to each other in the longitudinal direction of the workpiece.

18. ~~Bending~~The bending machine as in at least one of the preceding claims, characterized in that in accordance with Claim 17 wherein the common linkage axle (177) of the transmissive connections (183, 189) on the drive-motor side is constituted of the motor shaft of the longitudinal drive motor (171).

19. ~~Bending~~The bending machine as in at least one of the preceding claims, characterized in that in accordance with Claim 16 wherein at least one longitudinal feedgear mechanism (178, 184) disposed between the common longitudinal drive motor (171) and the slide rails (15, 18; 115, 167; 118, 169) encompasses a spindle drive (179, 185) with spindle drive elements in the form of a gear spindle (182, 188) that extends in the longitudinal direction of the workpiece and, mounted on it, a spindle nut (181, 187), that at least one slide rail (15, 18; 115, 167; 118, 169) is coupled with one of the spindle drive elements so as to permit movement in the longitudinal direction of the workpiece while the other spindle drive element constitutes a gear element on the slide-rail side, that the transmissive connection between the common longitudinal drive motor (171) and the spindle drive element in the form of the gear element on the slide-rail side is a continuous revolving drive

element, capable of being powered by the common longitudinal drive motor (171), and in particular a drive belt (183, 189), by means of which the spindle drive element constituting the gear element on the slide-rail side can be moved around the axis of the gear spindle (182, 188).

20. Bending 20. The bending machine as in at least one of the preceding claims,
characterized in that the gear elements on the slide rail side on both sides of the tool
platen (12, 112) are each positioned on a support that can be moved on the tool platen
(12, 112) in in accordance with Claim 19 wherein the gear elements on the slide rail side
on both sides of the tool platen (12, 112) are each positioned on a support that can be
moved on the tool platen (12, 112) in the transverse direction of the workpiece, that on
each support a rocker (173, 174) is mounted in a manner as to permit rotation around
the swivel pin (175, 176) of the respective transmissive connection (183, 189), and that
the rockers (173, 174) are linked together at a distance from their mounts on the
supports with the common longitudinal drive motor (171) mounted on them, and that the
common linkage axle (177) of the rockers (173, 174) and their swivel pins (175, 176)
extend on the supports parallel to one another in the longitudinal direction of the
workpiece.

Abstract

~~Bending machine with bending tools on mutually opposite sides of a tool platen.~~

ABSTRACT

A bending machine for the bending of rod-shaped and/or bar-shaped workpieces and especially of pipes incorporates a bending device (5) with bending tools (10, 11) that are provided on both sides of a tool platen (12). These bending tools (10, 11) ~~encompass~~include in each case a bending swage (13, 16) ~~as well as~~and at least one thrust member. At least one thrust member on one side of the tool platen and at least one thrust member on the other side of the tool platen (12) are ~~drive~~drivingly coupled for joint movement in the transverse direction of the workpiece, with the movement in the transverse direction of the workpiece for shifting the thrust member(s) on one side of the tool platen (12) into its or their operating position permitting movement of the associated thrust member(s) on the other side of the tool platen (12) in the opposite direction. As an alternative or in addition, the thrust members are in the form of slide rails (15, 18), ~~drive~~drivingly coupled on both sides of the tool platen (12) for movement in the longitudinal direction of the workpiece.

(Figure 1)